

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
FAKULTA STROJNÍ

KATEDRA: VOZIDEL A MOTORŮ
STUDIJNÍ PROGRAM: M2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ
OBOR: 2302T010 KONSTRUKCE STROJŮ A ZAŘÍZENÍ
ZAMĚŘENÍ: PÍSTOVÉ SPALOVACÍ MOTORY

**ZÁSTAVBA VYSOKOTLAKÝCH INJEKTORŮ
PLYNNÉHO PALIVA DO MOTORU 1,2 DM³**

**BUILD IN HIGH PRESSURE INJECTOR FOR GAS
FUEL INTO ENGINE 1,2 DM³**

DIPLOMOVÁ PRÁCE: 07-FS-KVM-551

JOSEF ŠIMAN

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Celestýn Scholz, Ph.D.
Konzultant diplomové práce: Ing. Pavel Brabec

Počet stran: 49

Počet příloh: 18

Datum odevzdání: 25. 5. 2007

MÍSTOPŘÍSEŽNÉ PROHLÁŠENÍ

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval(a) samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

V Liberci dne: 25. 5. 2007

Josef Šíman

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych touto cestou poděkoval všem, kteří mi s vypracováním diplomové práce pomohli, především pak Doc. Ing. Celestýnu Scholzovi, Ph.D. – vedoucímu diplomové práce a Ing. Pavlu Brabcovi – konzultantovi diplomové práce - za cenné rady při jejím zpracování.

RESUMÉ

Cílem této diplomové práce je řešení zástavby vysokotlakých vefukovačů plynného paliva, konkrétně vodíku, do hlavy tříválcového dvouventilového motoru Škoda Auto o objemu $1,2 \text{ dm}^3$. Úvodní, teoretická, část je věnována charakteristice v současnosti nejdiskutovanějších dvou plynných paliv – zemního plynu a vodíku – jako budoucích perspektivních alternativních paliv pro spalovací motory. Pozornost je věnována trendům a dílčím výsledkům výzkumů v této oblasti. V hlavní, konstrukční, části jsou vytvořeny a komparovány dvě varianty zástavby z hlediska vyrobitelnosti a perspektivy pro zkoušení provozu spalovacího motoru při vysokotlaké vnitřní tvorbě vodíko-vzdušné směsi. Následně je vybraná varianta zpracována do výrobní dokumentace s uvedením příslušných pevnostních výpočtů. Technická dokumentace diplomové práce je součástí příloh. Předkládaná práce podporuje dlouhodobý výzkumný záměr katedry vozidel a motorů Technické univerzity v Liberci, týkající se spalování vodíku v pístovém spalovacím motoru.

SUMMARY

The aim of the thesis is to deal with the problem of high-pressure gas fuel (Hydrogen) injector build in to the head of three-cylinder two-valve engine Škoda Auto cubature 1,2 dm³. The first, theoretical, part has been dedicated to the characteristics of the 2 temporary most discussed gas fuels – hydrogen and natural gas – as in to the future perspective alternative gas-engine fuels. The special attention has been devoted to the trends and the partial results of the branch researches. In the main, design, part there have been 2 build in options desinged and compared by prizma of manufacturability and gas-engine operation testing by the inner high-pressure hydrogen-airy mixture production point of view. Consequently the selected option has been processed in the technical documentation with strength evaluation. Technical documentation in the thesis takes place in the thesis enclosures. The submitted work's supported the long-term research purpose of the Department of Transport Machines (the Faculty of Mechanical Engineering, the Technical University of Liberec) relating to hydrogen combustion in piston gas-engine.

Obsah

1	VNITŘNÍ TVORBA SMĚSI U MOTORŮ SPALUJÍCÍCH PLYNNÁ PALIVA	9
1.1	VODÍK – „PALIVO BUDOUCNOSTI“	9
1.2	ZEMNÍ PLYN (NG – NATURAL GASS).....	10
1.3	SOUČASNÉ TRENDY VE VÝVOJI	12
2	ZÁSTAVBA VYSOKOTLAKÝCH INJEKTORŮ DO HLAVY MOTORU	18
2.1	CHARAKTERISTIKA MOTORU	18
2.2	VYSOKOTLAKÝ INJEKTOR PRO SPALOVACÍ MOTOR	19
2.3	VARIANTA 1 – UCHYCENÍ POD SÁNÍM	21
2.4	VARIANTA 2 – UCHYCENÍ NAD SÁNÍ	22
2.5	VÝBĚR VARIANTY	23
3	ZPRACOVÁNÍ DOKUMENTACE PRO VYBRANOU VARIANTU.....	24
3.1	POUZDRO VEFUKOVAČE.....	25
3.2	TYČKA	27
3.2.1	<i>Tyčka - výpočet pomocí pevnostních hypotéz</i>	<i>27</i>
3.2.2	<i>Analýza tyčky MKP.....</i>	<i>30</i>
3.3	ZÁTKA	32
3.3.1	<i>Zátka – výpočet únavy při tahovém namáhání.....</i>	<i>32</i>
3.3.2	<i>Zátka - analýza MKP.....</i>	<i>33</i>
3.4	VIDLIČKA.....	34
3.4.1	<i>Vidlička – analýza MKP</i>	<i>34</i>
3.5	DRŽADLO ZÁSOBNÍKU PALIVA	36
3.5.1	<i>Držadlo zásobníku paliva – pevnostní analýza MKP</i>	<i>36</i>
3.5.2	<i>Držadlo zásobníku paliva – modální analýza.....</i>	<i>37</i>
3.6	ZÁSOBNÍK PALIVA PRO MOTOR.....	38
3.6.1	<i>Průtok paliva vefukovačem a hydraulický ráz.....</i>	<i>38</i>
3.6.2	<i>Zásobník paliva – výpočet tlustostěnné tlakové nádoby</i>	<i>40</i>
3.6.3	<i>Zásobník paliva – analýza MKP.....</i>	<i>41</i>
3.6.4	<i>Palivový rozvod přes zásobník paliva.....</i>	<i>43</i>
4	ZÁVĚR	44
	LITERATURA	47
	INTERNETOVÉ ODKAZY	48
	SEZNAM PŘÍLOH.....	49

1 Vnitřní tvorba směsi u motorů spalujících plynná paliva

Plynná paliva jsou z hlediska dávkování a homogenity směsi lepší než paliva kapalná. Látky stejného skupenství, plynné palivo a vzduch, se samozřejmě lépe mísí a snadno vytvářejí kvalitnější směs. Lze lépe docílit požadovaného směšovacího poměru, což vede k dokonalejšímu využití vzduchu ve spalovacím prostoru a větší čistotě spalin. Široké rozmezí zápalnosti s ohledem na bohatost směsi a vysokou výhřevnost. Sama plynná paliva bývají čistší, nesplachují olej ze stěn válců a neředí ho, nezpůsobují vznik karbonových úsad ve spalovacím prostoru. V jejich neprospěch však hovoří nesnadné skladování, doprava a distribuce a také nízká energetická hustota, která vyžaduje objemnější zásobníky.

Tvoření směsi přímo ve válci motoru umožňuje rozvoj cíleného ovlivňování procesů v motoru a většího naplnění válce vzduchem. Vyžaduje však větší zástavbové nároky příslušenství v hlavě motoru a zvládnutou aerodynamiku víření nasávaného vzduchu s následným směšováním s palivem uvnitř spalovacího prostoru při kompresním zdvihu s požadavkem dostatečné bohatosti směsi u elektrod zapalovací svíčky pro rozvoj plamene. Čas na vytvoření směsi je značně kratší oproti vnější tvorbě směsi. Za velký přínos se však považuje možnost značného snížení spotřeby paliva, kdy motor při částečných zatíženích pracuje s přebytkem vzduchu. Spolehlivé zapálení směsi je zajištěno jejím vrstvením, kdy vrstva s největší bohatostí je vnitřním vírem zanášena k elektrodám svíčky. Motor je tak řízen při částečných zatíženích kvalitativně – dávkou paliva při plně otevřené škrtkové klapce. Při vyšším zatížení je regulován škrtkový klapkou (kvantitativně) a spaluje stechiometrickou směs.

1.1 Vodík – „palivo budoucnosti“

Vodík je bezbarvý lehký plyn bez chuti a zápachu, v kapalném skupenství mírně namodralý. Vodík není zdrojem energie, ale jejím nosičem a patří do kategorie obnovitelných zdrojů. Ve stopovém množství se vyskytuje v atmosféře, nejvíce je obsažen ve vodě a všech uhlovodíkových látkách. Získává se např. parním reformingem z lehkých uhlovodíků (jako zemní plyn apod.) nebo parciální oxidací ropných frakcí z těžkých uhlovodíkových frakcí. Je možná i výroba z uhlí či koksu redukcí vody uhlíkem (zplynování uhlí). Dále můžeme vodík získat z vody zahřátím na 2800 °C nebo její elektrolýzou [22]. Je však potřeba aby se při výrobě nedegradovala jeho uhlíková čistota a obnovitelnost, což vede k rozvoji jaderné energetiky.

Co se týká emisí, netvoří zplodiny obsahující uhlík (CO, CO₂ atp.), ale jeho velká rychlost hoření, a tím značný nárůst teploty, vede ke vzniku oxidů dusíku (NO_x), a to ve

větším množství než u soudobých spalovacích motorů. K redukci této exhalace lze použít běžně používaný třicestný katalyzátor nebo recirkulaci výfukových spalin při spalování chudé směsi.

Z vlastností vodíku (viz tab. 1) je patrná jeho nízká hustota a extrémně vysoká výhřevnost, avšak z hlediska objemu je výhřevnost velmi nízká v porovnání s ostatními palivy. Nízká hodnota zápalné energie zvyšuje nebezpečí poruch hoření jako klepání, střílení do sání či předzážehy. Na druhé straně je mez zápalnosti dosti široká a umožňuje spalování i extrémně chudých směsí. Za pozornost stojí i již dříve zmíněná vysoká rychlost hoření, která je zhruba dvojnásobná proti rychlosti hoření benzínu.

1.2 Zemní plyn (NG – natural gass)

Zemní plyn je vysoce výhřevný plyn bez barvy, chutě a zápachu, v kapalném skupenství mírně namodralý. Získává se přímou těžbou a podle místa těžby obsahuje 80 až 99 % metanu (CH_4), další uhlovodíky, dusík (N_2), oxid uhličitý (CO_2), vodu a sloučeniny síry. Zemní plyn, dodávaný do ČR společnostmi RWE Transgas, vykazuje již delší dobu cca 98 % metanu. Jedná se o dodávky z Norska (93 % metanu) a Ruska (98,4% metanu). Prokázané zásoby zemního plynu, tj. zásoby v současné době hospodárně těžitelné při současné úrovni těžby, jsou postačující na dalších 70 let (cca o 25 let více než u ropy).

Do zemního plynu pro motorové účely není třeba dodávat žádná další aditiva, a tak se sledované škodliviny vzniklé spalováním oproti klasickým palivům (benzín, nafta) výrazně sníží (především pak NO_x , CO, CH) či úplně eliminují (např. částice a oxid siřičitý SO_2). Pokles emisí se týká i skleníkového plynu oxidu uhličitého (CO_2) a to o cca 10 až 15 %, což je způsobeno především nižším podílem uhlíku v 1 kg paliva oproti kapalným palivům.

Opět je možno porovnat vlastosti zemního plynu oproti ostatním palivům (viz Tab.1). Z Tab. 1 je zjevná nižší výhřevnost oproti uhlovodíkovým palivům, tato nevýhoda však může být kompenzována zvětšením kompresního poměru, což umožňuje velká antidetonační odolnost, která je dána vysokým oktanovým číslem.

Tab. 1: Porovnání vlastností kapalných a plyných paliv

Veličina	Jednotky	Benzin NATURAL 95	Motorová nafta	Metan	Vodík
H	1	0,145÷0,155	0,126÷0,137	0,25	1,0
C	1	0,85÷0,855	0,863÷0,87	0,75	0
O	1	0	0÷0,004	0	0
S	1	0	0÷0,0025	0	0
Molární hmotnost	kg·kmol ⁻¹	≈98	≈170	16	2
Teplota varu	°C	30÷190	170÷360	-162	-253
Výparné teplo	kJ·kg ⁻¹	≈419	≈554	510	450
Hustota	kg·m ⁻³	730÷780 (kap.)	815÷855 (kap.)	424 (kap.) 0,72 (plyn)	71 (kap.) 0,09 (plyn)
Teor. spotř. vzduchu L _t	kg·kg ⁻¹	14,7	14,5	17,2	34
Výhřevnost H _u	MJ·kg ⁻¹	43,9	42,7÷43	50,0	120,0
Výhřevnost objem.	MJ·dm ⁻³	32,0	35,8	21,2	8,52
Výhřevnost stechiometric. směsi objem.	MJ·m ⁻³	3,75	3,865	3,223	2,973
Interval zápalnosti λ	1	0,4÷1,4	0,48÷1,35	0,7÷2,1	0,5÷10,5
Oktanové číslo (VM)	-	97		140	60
Min. zápalná energie	mJ	0,24		0,28	0,02
Rychlost hoření	m·s ⁻¹	0,45		0,37÷0,45	2,65÷3,25

Zdroj: Macek, J., Suk, B.: Spalovací motory, díl 1, Vydavatelství ČVUT, Praha 1996,

ISBN 80-01-00919-X

1.3 Současné trendy ve vývoji

Co se týká nádrží pro skladování v automobilech, je již problém uspokojivě vyřešen a dále se na něm pracuje. Obě výše zmíněná paliva je výhodné skladovat v kapalných skupenstvích, kdy jejich množství naroste oproti stejnému objemu jako plynu 570krát u LNG (liquid NG) a 780krát LH₂ (liquid H₂). U obou je však nutno uchovat kapalinu při nízkých teplotách v kryogenních nádržích. Při atmosférickém tlaku potřebuje LNG teplotu kolem -160°C a LH₂ -253°C. Dokonce lze jako materiál těchto nádob použít běžně užívané austenitické oceli, které si i při takto nízkých teplotách udrží svou plasticitu a nekřehnou. Rozhodující je kvalita izolace, která podmiňuje množství odpařeného plynu a tím i dobu, za kterou vzroste tlak na max. přípustnou hodnotu, kdy je část plynné fáze řízeně vypuštěna. U moderních konstrukcí může být doba zádrže i týden. Např. izolace kryogenní nádrže na vodík v automobilu BMW 7¹, kde je vnitřní nádoba s kapalným vodíkem stíněna mnohvrstvou tepelnou izolací složenou z vakua a několika vrstev odrážející hliníkové fólie oddělených vložkami ze skelných vláken. To má odpovídat 17m polystyrénové pěny. Ve výsledku se jedná o výsledný průnik tepelného výkonu od 1,5 do 3W. Na tomto modelu je i řešeno bezpečné tankování LH₂, vyžadující plynotěsnost a tepelnou izolaci. Při něm je plynný vodík vytlačován kapalným do plnicí stanice přes přívodní vedení. Výhodou těchto zkapalněných plynů spočívají v nižší hmotnosti a objemu nádrží, nevýhodou je už zmíněný tlak nasycených par. V současnosti se však největšímu rozvoji těší CNG (compressed NG) a GH₂ (gaseous H₂). CNG se v zásobnících ukládá na tlak 20MPa i 25MPa, zkoušejí se však na 30MPa a odolnost proti protržení je do 45MPa. U GH₂ je však situace díky nižší hustotě paliva složitější, dnes je stlačený k dostání v lahvích o 35MPa. Firma Dynetek Industries Ltd. letos dokončila vývojové práce a nabízí pro automobily kompozitní tlakovou láhev pro GH₂ o 70MPa². Hlavní výhodou stlačených plynných paliv je jejich snadná přeprava i distribuce a skladování. Optimistické vize předpokládají výrobu vodíku přímo na čerpací stanici např. elektrolýzou vody s následnou komprimací a čerpání NG přímo v našich garážích nebo napojení čerpacích stanic na rozvod plynu.

Na tomto místě by chtělo obhájit vývoj pístového spalovacího motoru, a vývojové práce na komponentech směřující ke spalování vodíku. Ikdyž se palivové články často pokládají za neefektivnější vodíkový pohon automobilů, stále tu jsou argumenty mluvící v přízeň

¹ Dr. Banner S.: H₂-storage in the new BMW hydrogen 7 series – a safe way to a clean future [14]

² Dr. Steffen Rau: Compressed hydrogen storage for vehicle applications [14]

spalovacího motoru. Jedná se především o extrémní spolehlivost a technickou vyspělost s dlouholetými zkušenostmi z vývoje a provozu. Motor spalující vodík může být v krátké době zařazen do sériové produkce s využitím soudobých výrobních zařízení. Nemá tak vysoké nároky na čistotu vodíku jako palivový článek. V neposlední řadě si jeho zástavba do vozidla nevyžádá nějaké závažné modifikace. To vše ústí v nižší konečnou cenu.

Ve srovnání s kapalným palivem má plynné své odlišné specifické vlastnosti kladoucí nároky na tvar a materiály použité ve vefukovačích. Zvláště jde-li o přímé vefukování do válce, od něhož si slibujeme nárůst výkonu zvýšením středního efektivního tlaku a hospodárnému využití paliva. Od vefukovačů se očekává co nejpřesnější odměření dávky paliva, odolávání spalovacímu tlaku i nad 15MPa. Nízká hustota plynného paliva vede k značnému průtočnému profilu, což ve výsledku znamená velkou plochu ventilu kombinovanou s odlišnými tlaky napříč vefukovacím otvorem. Vysoké spalovací teploty představují hlavní problém, jejich tepelný přenos z tělesa vefukovače do hlavy motoru musí udržet přijatelnou teplotu uvnitř vefukovače. Kritická je teplota hlavně pro nekovové části jako vodící pouzdra z PTFE a zvláště pro elastomery na dynamicky těsnících částech. Tyto teplotně choulostivé materiály jsou použity díky nízkým viskozitám plynných paliv, kdy čistý vodík dokonce neobsahuje žádné lubrikanty ani vlhkost. To vede k rovným těsnícím plochám s přesným vedením pohybujících se prvků pro zabránění mikropohybům zvyšujícím opotřebení. A vysvětluje použití samomazných materiálů. Další vodíkovou zvláštností je jeho slučování s kyslíkem při pokojové teplotě někdy nazývané cold welding (svařování za studena). K čemuž dochází u kovových dosedacích ploch chráněných vrstvou oxidu. V místě styku pak vznik lokální tepelné energie odstartuje proces vedoucí k odstranění ochranné oxidové vrstvy a tím vede k brzkému opotřebení. Tomu se dá vyhnout párováním odlišných materiálů jako nekovový s kovovým. Některé materiály jako vzácné zeminy mají sklon vytvářet za přítomnosti vodíku hydridy. Tyto prvky jsou typické pro permanentní magnety a materiály magnetostrikčních ovládacích členů. V neposlední řadě se jedná i o vodíkové zkřehnutí materiálu, které klade důraz na výběr materiálů, jež bude v kontaktu s vodíkem. Ventily vefukovačů používají všechny soudobé možnosti řízení. Pomalejší cívkové umožňují větší zdvih a jsou vhodné pro nízko a střednětlakou aplikaci, řízení typu on/off. Extrémně rychlé jsou piezoelektrické a magnetostrikční umožňující i vícenásobné dávkování. Mají nižší zdvih řízený analogově. Ventily bývají nejčastěji jehlové. Objevuje se preferování menšího zdvihu na úkor zvětšení průtočného průřezu pro cívkou řízené nízkotlaké vefukovače. Pro vnitřní tvorbu směsi se nabízí dva způsoby vefukování. První je pro brzký přívod paliva (na

začátku kompresního zdvihu) s tlakem do 5 MPa. A druhý, s vyšším budoucím potenciálem, s pozdním přívodem paliva (na konci kompresního zdvihu) s tlakem nad 10MPa.

U zemního plynu je situace následující. Kromě firem nabízející modifikaci zážehového motoru, tak také některé renomované automobilky nabízí svá osobní auta na CNG (např. Volvo, Opel, Citroën, aj.). Preferují však v současnosti pohon atmosféricky plněným zážehovým motorem konvenčního benzínového motoru své produkce upraveného pro spalování CNG se systémem MPI (vícebodové vefukování) při $\lambda = 1$. Z důvodů nemožnosti zaručit patřičný dojezd jen na zemní plyn, vzhledem k objemu nádrží ve stísněném prostoru vozidla, jsou proto vedeny jako více palivová (popř. dojezdová nádrž) v kombinaci s benzínem. Určitým handicapem je zatím nízká hustota čerpacích stanic poskytující CNG. Spalování benzínu však brání využití vysokého oktanového čísla zemního plynu a tak jeho plnohodnotnému využití. To se netýká konverzí ze vznětových motorů, kde se jediným palivem stává zemní plyn. Takto vzniklé plynové motory jsou řešeny jako přeplňované pro dosažení potřebných výkonových parametrů, při volnoběhu pracující se stechiometrickou či mírně chudou směsí a při plném zatížení s chudou směsí kolem $\lambda = 1,5$. V ČR můžeme zmínit plynifikaci autobusového motoru ML 637 NGS, vycházejícího z naftového ML 637, na jehož vývoji se podílela TU v Liberci a motor plní i návrh emisní normy EURO 5. Především motor Liaz na CNG, jež dneska vyrábí fa Tedom, můžeme spatřit v autobusech městské hromadné dopravy stejného výrobce v mnoha městech naší vlasti. Dalšími výrobci CNG motorů pro autobusy jsou např. Man, Renault, Scania. Zemní plyn se nevyhnul ani dodávkovým a nákladním autům – Ford, Mercedes-Benz, Toyota, Iveco aj. Tvoření směsi s NG je však stále tvořeno vnější cestou. Výzkumné práce na přímé vefukování do válce teprve probíhají.

Jiná situace však nastává u motorů spalující vodíko-vzdušnou směs. Zde, od prvotně zkoušenému systému vefukování MPI (někdy označovaného jako PFI - port fuel injection), vývojové snahy přešly k vnitřní tvorbě směsi. Důvodem bylo zamezení poruch hoření jako předzážehy, střílení do sání a klepání a tím bezpečnějšímu spalování. Situace se zlepšila i u plnění válce, kde docházelo v průběhu vefukování k vytlačení části nasávaného vzduchu. Zajímavou vývojovou prací, co se týká pohonu vozidel osobních automobilů, je práce BMW³. Ti neopustili od systému MPI a proti výše zmiňovaným neduhům se ubrali cestou vefukování kryogenního vodíku (kolem -175°C). Dosáhli na svém zkušebním atmosférickém zážehovém jednoválci při stechiometrické směsi zvýšení o 25% u středního efektivního tlaku (1,35MPa)

³ Heller K.: Optimisation of a hydrogen internal combustion engine with cryogenic mixture formation [14]

a dosáhli kompresního poměru 13,5 při indikované účinnosti až 42% a počítají s dalším možným nárůstem těchto parametrů. Zajímavé výsledky také poskytuje měření na zkušebním jednoválci s přímým vefukem do válce na rakouské univerzitě v Grazu⁴. Kdy při atmosférickém plnění dosáhli výkonu 53kW/dm³ při otáčkách 6000 min⁻¹ ($\epsilon=10,5$; $\lambda=1$); při přeplňování dokonce 93kW/dm³ při 5000 min⁻¹ ($\epsilon=9$; $\lambda=1$). Oproti vodíkové variantě MPI se opět projevil nárůst středního efektivního tlaku zhruba o 45% (na 1,45MPa) a zvětšila se oblast, kdy motor pracuje s indikovanou účinností 42%. Co se týká aplikací, tak průkopníkem je firma MAN⁵, která už v roce 1992 osadila motorem na vodík autobus sloužící v Mnichově. V nádržích si autobus vezl kapalný vodík a atmosférický 6ti válcový zážehový motor o objemu 12 litrů měl výkon 140kW při provozu na vodík a při přepnutí na benzín 170kW ($\epsilon=7,5$). Po zkušenostech následovala vylepšená verze tohoto motoru se zvýšením kompresního poměru na 8,5, vyvinuto bylo vodou chlazené výfukové potrubí a instalace řídicí jednotky ovládající nové cívkové vefukovače. Tyto autobusy zajišťují obsluhu na letišti v Mnichově. Nyní jsou i v Berlíně k vidění autobusy MAN. Motor vychází z předchozí vylepšené verze, má větší objem (12,8 litrů) pro dosažení vyššího výkonu (150kW/2200min⁻¹) a točivý moment 760Nm/1000-1400min⁻¹. Dosahuje nejlepší účinnosti 31% a s velkou rezervou splňuje i návrh emisní normy EURO 5. Ve snaze zabránit poruchám spalování věnovali zvýšenou pozornost chlazení motoru se zaměřením na potlačený tzv. horkých míst, ponechali nízký kompresní poměr, optimalizovali zapalování pro minimální zbytkovou energii v systému, vysoký „swirl“ vír ve válci motoru pro vnitřní chlazení a sekvenční vefukování paliva do sacího potrubí. Nyní se MAN zabývá přeplňovaným zážehovým motorem s nízkotlakým vefukováním přímo do válce. Jejich výsledky zatím prokazují správnost koncepce, účinností se dostali přes 40% (naměřený výkon 180kW a točivý moment přes 1100Nm). MAN také koketuje s myšlenkou vznětového motoru na vodík od kterého si slibuje především zvýšení účinnosti. Jeho simulace ukazují na účinnost 45% a výkon 250kW při 12,8 litrovém objemu motoru. To si však vyžádá vývoj nového vstřikovače, který bude schopný vstříknout velké množství vodíku o tlaku alespoň 20MPa do spalovacího prostoru. Samozřejmě bude muset být i přepracovaný palivový systém s kryogenní nádrží a kryogenní pumpou.

Pro střední a velké průmyslové motory se nabízí významná redukce NO_x při spalování extrémně chudé směsi. Pokusy například prováděla firma vyrábějící průmyslové plynové

⁴ Grabner P.: Optimisation of a hydrogen internal combustion engine with inner mixture formation [14]

⁵ Prümm W.: Hydrogen engines for city buses [14]

motory GE Jenbacher⁶. Provoz na čistý vodík ukazuje zřetelně lepší účinnost i v nízkých zatíženích. Při měření se dostali s NO_x pod hodnotu 5 ppm a tudíž lze hovořit o nulových emisích, avšak výkon byl třetinový v porovnání s provozem na NG. Hlavním důvodem se jeví, při spalování směsi vzduch-vodík při $\lambda=2,58$ (u NG $\lambda=1,62$), teplota výfukových plynů, u vodíku byla pouze 395°C oproti 530°C u NG. Což u turbíny značně snížilo pracovní kapacitu a nastínilo potřebu budoucích optimalizačních prací na systému přeplňování. Zatím se nabízí spalování směsí s větším obsahem vodíku. Může se jednat o směs vodíku s plyny z biomasy, tepelně použitelných skládkových plynů nebo plyny vzniklé pyrolýzou. Zkoušky proběhly především se směsí vodíku se zemním plynem, kde se zvýšený obsah vodíku projeví až při koncentraci nad 10%. To umožňuje rozšíření pole zápalnosti oproti 100% NG a tím snížením NO_x. A také snížení rychlosti hoření v porovnání s čistým vodíkem, tím umožňuje nárůst středního efektivního tlaku nad hranici 1MPa, který se považuje za minimální hranici pro ekonomické využití pro průmyslové motory. Jako nejoptimálnější se jeví kombinace 80% NG a 20% H₂ (parametry viz.Tab. 2). Při ní byl naměřen střední efektivní tlak až 1,5MPa, s větším obsahem vodíku tato hodnota klesá.

Tab. 2: Porovnání fyzikálních vlastností plynných paliv

Vlastnost	Jednotky	Vodík	Metan	20/80 vodík/metan
Molární hmotnost	kg·kmol ⁻¹	2,016	16,043	13,238
C/H poměr	1	0	0,25	0,222
Spodní hranice výhřevnosti	MJ/kg	119,93	50,02	52,15
Spodní mez zápalnosti λ	1	0,5	0,7	mezi 0,5 a 0,7
Horní mez zápalnosti λ	1	10,5	2,1	
Teplota vznícení	°C	580	540	mezi 540 a 580
Rychlost hoření $\lambda=1$	m/s	2,75	0,4	0,46
Rychlost hoření $\lambda=1,5$	m/s	1,65	0,08	0,15

Zdroj: Munshi S.: Medium/heavy duty hydrogen enriched natural gas spark ignitron ic engine operation [14]

U spalování čistého vodíku se objevily především problémy koroze, který vyplývá z vysokého podílu vody ve výfukových plynech při spalování stechiometrické směsi. Z toho lze odvodit další problém, týkající se ředění oleje vodou, což vede k zvýšení viskozity a nízké životnosti oleje, dále nízká životnost svíček s platinovými elektrodami (do 65000 km), jež

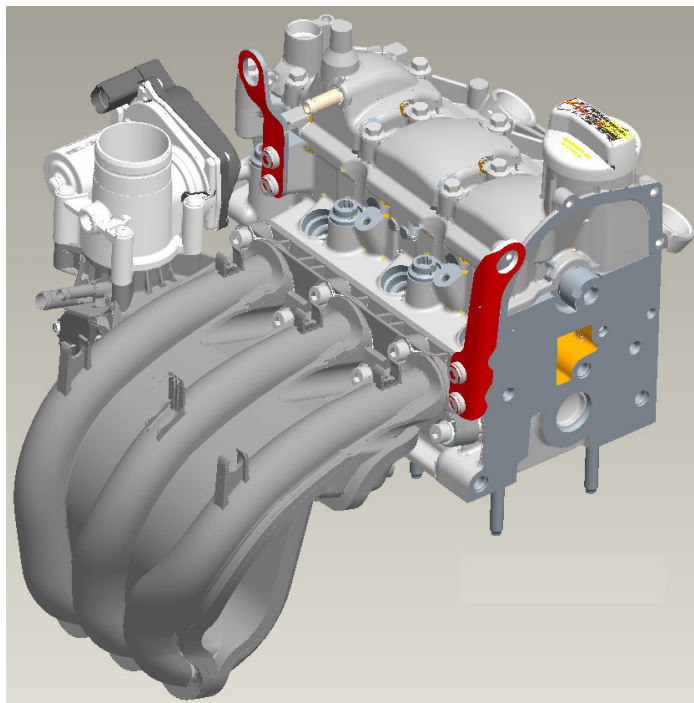
⁶ Dr. Günther Herdin: Use of hydrogen and mixtures in gas engines [14]

jsou použity k minimalizaci zbytkové energie a samozřejmě nadměrné opotřebení sedel a ventilů, jelikož vodík je prost lubrikantů. V neposlední řadě je třeba zmínit, že tlumící rázy a velmi nízká viskozita nadměrně namáhající těsnící dosedací plochy.

Jak již bylo uvedeno, v současnosti se u plyných paliv běžně používá systém MPI (PFI), a to jak u stacionárních tak automobilových motorů. Motory s užitím přímého vefukování (DI – direct injection) pro plyná paliva jsou zatím vyvíjeny a zkoušeny, skýtají však obrovský potenciál ve výkonových i ekonomických parametrech.

2 Zástavba vysokotlakých injektorů do hlavy motoru

Obr. 1: Hlava motoru firmy Škoda Auto s modulem sání. U hlavových šroubů jsou vidět úchyty na palivovou lištu a otvory pro vstřikovače na sací ventil.



Jedná se o zástavbu vysokotlakých injektorů od firmy Hoerbiger do dvouventilové hlavy tříválcového motoru firmy Škoda Auto. Důvodem pro tuto práci je budoucí výzkum spalování vodíku či jiných plynů v konvenčním pístovém spalovacím motoru, a to s přímou injektáží do válce. Cílem je co možná nejméně nákladná úprava seriové hlavy válců při co nejmenším ovlivnění chlazení, olejového rozvodu a v neposlední

Zdroj: Škoda Auto

řadě i tuhosti. Je třeba zmínit, že pro výzkumné práce bude motor umístěn samostatně na brzdě a je i požadavek na možnost natáčení otvorů trysky.

2.1 Charakteristika motoru

Jak již bylo zmíněno, jedná se o motor vyvinutý v automobilce Škoda Auto, která dlouhodobě spolupracuje s Katedrou vozidel a motorů při TU v Liberci. Pro výzkumný záměr byl vybrán koncernový tříválcový čtyřdobý zážehový motor s dvouventilovou technikou z důvodu snadnější zástavby injektoru. Parametry motoru v Tab. 3.

Tab. 3 Technické parametry motoru

Kód motoru	AWY
Počet válců	3 v řadě
Počet ventilů na válec	2
Obsah	1198 cm ³
Vrtání	76,5 mm
Zdvih	86,9 mm
Kompresní poměr	10,3:1
Max. výkon	40 kW při 4750 min ⁻¹
Max. krouticí moment	106 Nm při 3000 min ⁻¹
Řídící jednotka motoru	Simos 3PD (vícebodové vstřikování)
Palivo	Bezolovnatý benzín s okt. číslem 95 (možno použít i benzín s okt. číslem 91, ale výkon bude nižší)
Emisní norma	EURO 4

Zdroj: Dílenská příručka firmy Škoda Auto

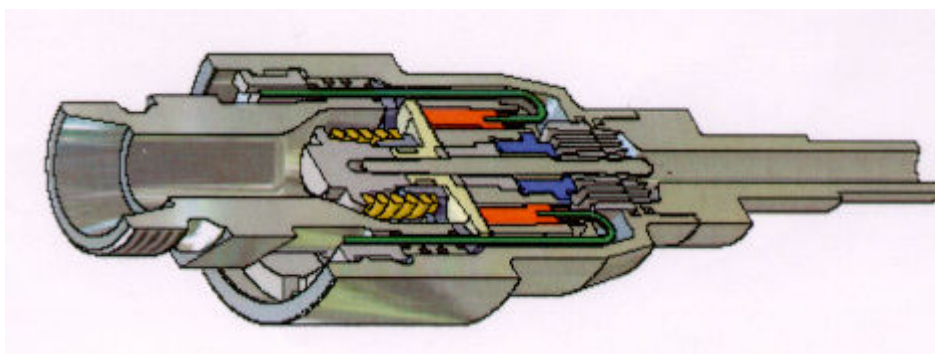
2.2 Vysokotlaký injektor pro spalovací motor

Vyvinutý v koncernu Hoerbiger⁷ spolupracující s firmou MAN při vývoji vodíkového spalovacího motoru podporovaným evropským projektem HyFLEET: CUTE, který se zaměřuje na porovnání výhod a nevýhod spalovacích motorů na vodík v porovnání s palivovými články. Je zaměřen především na pohon autobusů, což zahrnuje zkratka CUTE (Clean Urban Transport for Europe) – čistá městská doprava pro Evropu.

Na Obr. 2 je vidět řez injektorem, kde je patrná elektromagnetem ovládaná jehla, vivynutá speciálně pro vodík. Jde o ocelovou jehlu s rovnou dosedací plochou zavírající natěsno s nekovovým sedlem. Jehla je zakončena válcovou dosedací plochou se souosými otvůrkami (viz Obr. 3). Kvůli velkým tlakům ve válci byla zvolena koncepce otvírání směrem ven a velká plocha ventilu samozřejmě umožňuje velký průtok i při malých zdvizech jehly. Specifikace od výroce jsou v Tab. 4, ty byly získány korespondencí s firmou. Tyto vefukovače totiž nejsou běžně nabízeny.

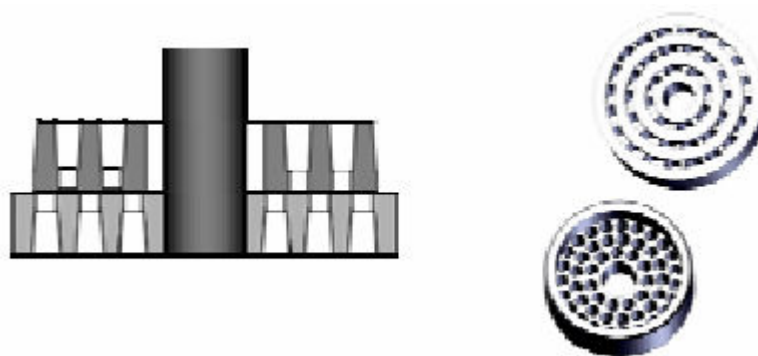
⁷ Steinrück P.: Timed injection of hydrogen for fuel cells and internal combustion engines [14]

Obr. 2: Řez vysokotlaký injektorem firmy Hoerbiger



Zdroj: firma Hoerbiger

Obr. 3: Ven otvíraný víceotvorový talíř jehly ventilu



Zdroj: firma Hoerbiger

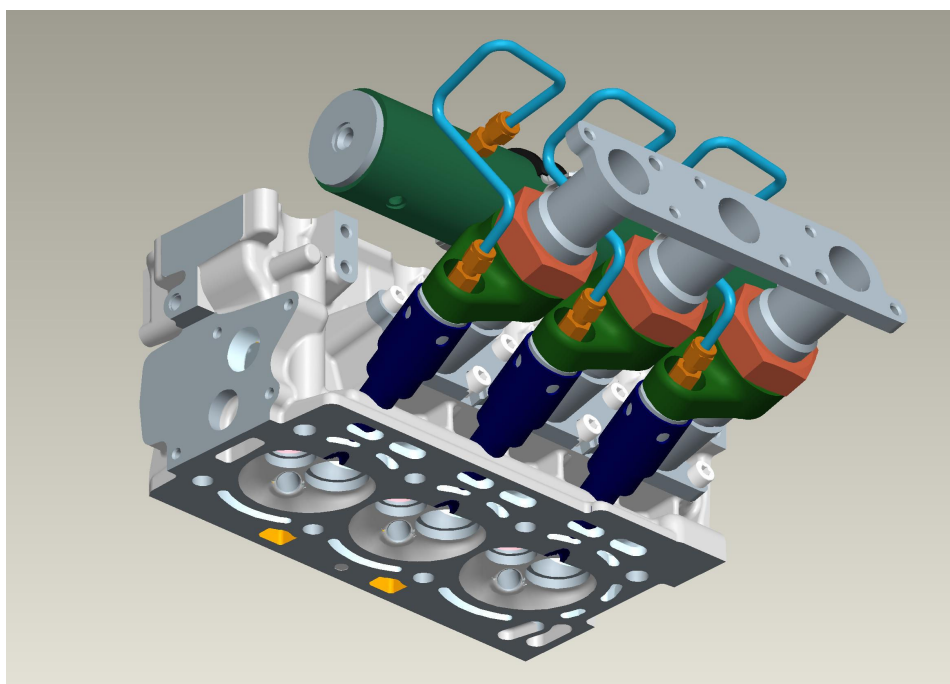
Tab. 4: Technické parametry vysokotlakého injektoru Hoerbiger

Ekvivalentní průtočná plocha	1,0mm ²
Maximální plnicí tlak	150 bar
Jmenovitý plnicí tlak	100 bar
Maximální tlak ve válci	100 bar
Ustálený průtok za jmenovitých podmínek	6,2mg/s
Max. okolní teplota	390K
Max. odchylka průtoku	±3%
Max. frekvence vefukování	50Hz
Vnitřní netěsnost (v % z plného průtoku)	<0,1%
Min. čas otevření	0,8ms
Doba odezvy	0,3ms
Zdroj napětí	12 - 24V
Proud na otevření	10A
Proud na držení	3A
Resistance	1 Ohm

2.3 Varianta 1 – uchycení pod sáním

Vefukovač je umístěn v pouzdru pod sáním (Obr.). Pouzdro je do hlavy částečně zašroubováno a zalepeno. Zásobník, který má zaručovat stálý tlak a určité latentní množství vodíku, je přišroubován na místo, na které se uchycuje tlakový benzínový zásobník pro vstřikovací ventily. Úprava hlavy válců tedy spočívá ve vytvoření třech otvorů pro pouzdro vefukovače a zvětšení děr se závitem v místě pro uchycení zásobníku a to z M6 na M8. U této koncepce je však nutné pro uchycení vefukovačů a kvůli kolizi s modulem sáním vytvořit svařenec, který překlene danou vzdálenost. Svařenec se skládá z dvou přírub – čel. jedno slouží k jeho uchycení v hlavě válců a druhé pro připevnění plastového modulu sání. Mezi přírubami jsou tři trubky, na kterých jsou vysoustruženy vodící plochy pro upevňující vidličky a závit pro dotahující matice. Vzhledem k rozteči trubek je nutné vyrobit i je, jelikož standardní šestihraná matice by kolidovala s konektorem palivové trubičky na injektoru.

Obr. 4: Varianta zástavby pro vysokotlaké vefukování. Injektor v pouzdru pod ostrým úhlem umístěn pod přírubou sání.

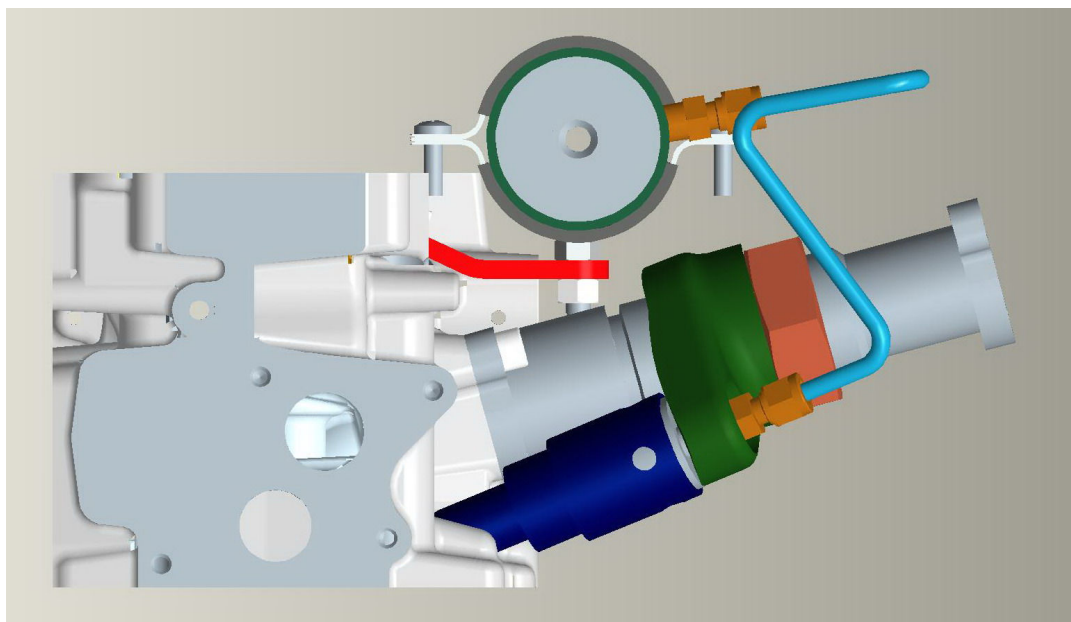


Zdroj: Vlastní v programu ProE

Výhodou této varianty je bezesporu minimum operací pro opracování seriové hlavy válců a při možné změně uchycení zásobníku s vodíkem by bylo možné provozovat tento motor i na benzín, s čímž se však nepočítá. Na první pohled je patrné zvýšení především třecích odporů v sání vlivem zvětšení délky a vymizení nastaveného efektu laděného sacího potrubí, resp.

využití vlnového efektu s akumulovanou kinetickou energií pohybujícího se sloupce vzduchu v potrubí před sacím ventilem. Tato varianta je rozkreslena na formátu A1 ve výkresu číslo DP-551-X.

Obr. 5: Boční pohled na 1. variantu s patrným uchycením zásobníku paliva a vidličkové uchycení injektoru staženého maticí.



Zdroj: Vlastní v programu ProE

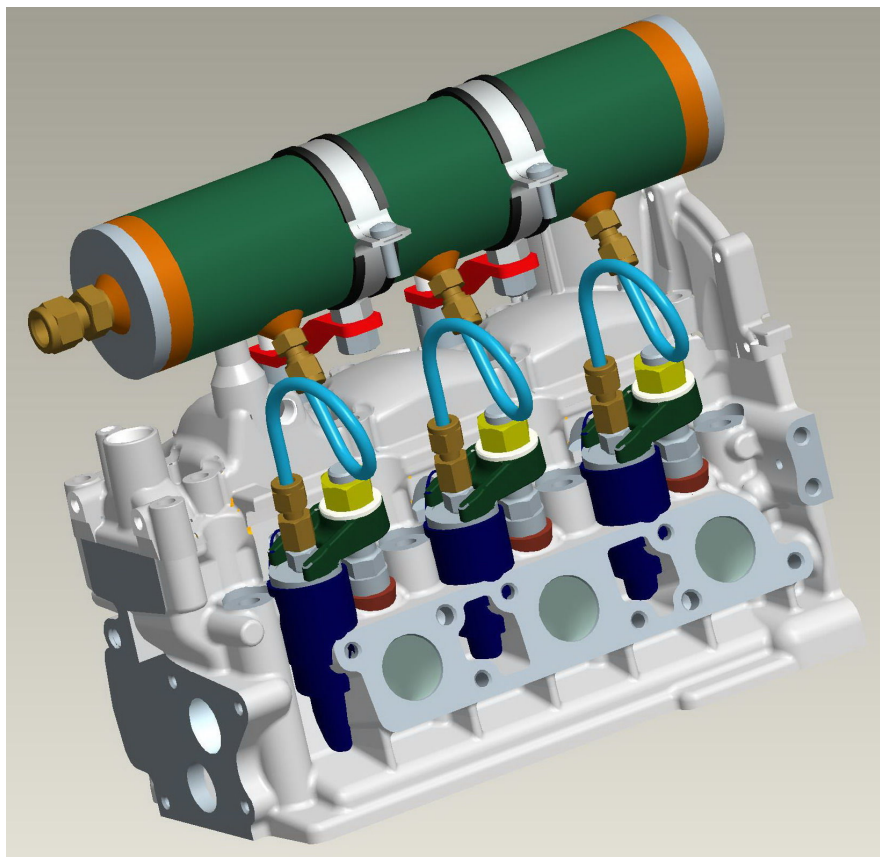
2.4 Varianta 2 – uchycení nad sání

Vefukovač je umístěn téměř kolmo ke koruně pístu a směřován do jeho středu. Opět je pouzdro uchyceno, pro větší pevnost a těsnost, v hlavě závitem na straně spalovacího prostoru. Injektor je v těsném semknutí s hlavou a oproti předchozí variantě bude sníženo tepelné namáhání vnitřních komponent injektoru v důsledku odvodu tepla chladicí kapalinou z hlavy. Každý vefukovač má svou upevňující vidličku, která je vedena souose s injektorem. To je dosaženo pomocí zátky, která je zašroubovaná do vytvořeného závitu v místě pro vstřikovač benzínu. Po jejím zašroubování je šestihran odfrézován společně s obráběním otvoru pro pouzdro vefukovače a je do zátky vytvořen závit pro tyčku, která vede vidličku staženou maticí. Zásobník zůstal stejný jako u předchozí varianty, jeho uchycení je ale řešeno přes závit vytvořený v otvoru utopených hlavových šroubů.

Výhodou této varianty je již zmíněný odvod tepla z injektoru, jeho poloha směrem do středu pístu a jeho kolmý směr na něj. Velkou nevýhodou je potřeba řešit upevnění horní řady šroubů modulu sání, nedostatek místa pro uchycení zásobníku paliva na hlavě válců a

především tyčka vedoucí vidličku zatížená na ohyb. Její průměr a tím i průřezové charakteristiky jsou určeny místem místem potřebným pro dotažení šestihranu na ní.

Obr. 6: Druhá varianta s téměř kolmo zastavěnými injektory



Zdroj: Vlastní v programu ProE

2.5 Výběr varianty

Jako nejperspektivnější pro výzkumné a vývojové práce se jeví druhá varianta. I přesto, že je technologicky náročnější a bude si vyžadovat krkolomná řešení výše popsaných nevýhod. Již zmíněné směřování injektoru, tak především zabezpečený odvod tepla bude důležitý při měření, kde můžeme počítat s častými poruchami spalování s následným růstem tlaků a teplot ve válci. Také místo na dotažení pouzdra pokrývá u druhé varianty celých 360° a tak bude zaručovat bezpečnější těsnění spalovacího prostoru bez profuků. Vefukovač byl také dodán s šestiotvorovou tryskou, kde jsou utvory pravidelně rozmístěné kolem osy injektoru a při vefuku vytvoří pomyslný kužel s vrcholovým úhlem 90°. Pro první variantu by byla potřeba asymetrická tryska.

3 Zpracování dokumentace pro vybranou variantu

Pevnostní výpočty budou prováděny běžnými výpočtovými vztahy pro dimenzování součástí na trvalou pevnost. Hlavní vypovídající hodnotu však budeme přikládat simulacím v softwarech MKP, které řeší úlohu komplexně. Je však potřeba kriticky posuzovat relevantnost jejich výsledků, resp. jejich prezentaci. Musíme si uvědomit, že se snažíme řešit spojitý problém diskretním modelem a tím dostáváme pouze po částech spojitě řešení, čímž vznikají chyby diskretizace a singularity. Výpočtový model je vždy tužší než reálný spojitý a má tedy vyšší napětí a nižší posuvy než odpovídá skutečnosti.

Při simulaci se budeme opírat o dva odlišné přístupy MKP. Software Algor pracující H-metodou a Pro/MECHANICA se svou progresivní P-metodou. Nejprve H-metoda, což je metoda sítí. Se zhušťující se sítí – zvyšujícím se počtu prvků a uzlů, zvyšujeme konvergenci k přesnému řešení nebo-li zvyšujeme poddajnost výpočtového modelu. Je dobré připomenout, že díky dodatečné aproximaci napětí zprůměrováním sousedních uzlových hodnot, kterými přispívají do uzlu a proložení takto zpracovaných dat vhodnou spojitou funkcí, není tato metoda tak náchylná k singularitám oproti metodě P. Singularity mohou být vyvolané jak okrajovými podmínkami (síla nebo uchycení v bodě) tak i geometrií (např. ostrá hrana). Algoritmus P-metody pracuje s geometrickými prvky, kdy je hrubá síť prokládána polynomy vyšších stupňů do splnění stanovené konvergence. Úspěšnost řešení si vyžaduje dostatečně přesnou aproximaci geometrie, jinak vznikají již zmíněné singularity.

Nejdříve je třeba zdůraznit vstupní parametry, tj. od omezení vefukovače. Ten byl dodán v kombinaci s tryskou o průměru $(9,5 \pm 0,05)$ mm, maximální síla na těleso vefukovače je omezena na 10 kN a tlak ve válci, jak bylo v parametrech vefukovače uvedeno (Tab. 4), max. 100 barů (10 MPa). Uchycení vefukovače bude cyklicky zatěžováno pulsujičím (tepavým) zatížením s dimenzováním na trvalou pevnost (neomezený počet cyklů). Spoj uchycení disličkou je proveden jako šroubový a tím i předeptatý. Vnáší do systému deformace, které vytváří těsnost uzlu pouzdro – těsnění, které je deformováno minimální silou přepětí. Ta by měla zabezpečovat utěsnění i při rapidním nárůstu tlaků při poruchách spalování. Při dimenzování je třeba brát na zřetel, že se jedná o zkušební provoz na dynamometru v laboratořích školy. Vzhledem ke všem uvedeným skutečnostem je jasný důraz především na bezpečnost než na úsporách hmotnosti přesně odladěných součástí.

Vzorce pro výpočty a příslušnou teorii jsem čerpal z literatury [1], [2], [3], [4], [5].

3.1 Pouzdro vefukovače

Ochraňuje injektor a zajišťuje jeho vedení. Utěšňuje prostory mezi kanály chladicí kapaliny, spalovacím prostorem s vefukovačem a okolím. Jeho rozměry a tvar je v příložené výkresové dokumentaci pod číslem výkresu DP-551-04.

Je třeba se přesvědčit, zda-li závit pouzdro – hlava válců u ústí do spalovacího prostoru udrží tlak plynů na něj a stanovit jeho utahovací moment při dodržení dovoleného tlaku v závitě pro materiál Al slitina – ocel, který je 45MPa pro materiál šroubu třídy pevnosti 6.8 dle ISO 898. Pouzdro bude z materiálu 17 021.7 (X12Cr13 dle EN), je to chromová, korozivzdorná a žáruvzdorná ocel s dobrou obrobiteľností. Mechanické vlastnosti – mez kluzu $R_{e\min} = 450MPa$ a min. pevností v tahu $R_m = 650MPa$.

Závit M14x1: velký průměr závitu $D = 14mm$, jeho střední průměr $d_2 = 13,350mm$, nejmenší průměr závitu $d_1 = 12,917mm$ a průměr jádra závitu $d_3 = 12,773mm$, rozteč $P = 1mm$. Vnitřní průměr pouzdra v místě závitu $d = 9,55mm$. Z dovoleného tlaku v závitech se určíme maximální sílu pro předpětí, kterou unese závit

$$p_{dov} = \frac{F_{\max}}{n \frac{\pi(D^2 - d_1^2)}{4}} \Rightarrow F_{\max} = p_{dov} n \frac{\pi(D^2 - d_1^2)}{4} = 1,03kN, \text{ kde } n \text{ je počet závitů. Z hlediska}$$

nerovnoměrnosti rozložení tlaku v závitech jsem položil $n = 1$. Ve skutečnosti bude spoj pro utesnění i lepen a bude rozložen na alespoň 3 závity, tudíž počítáme-li s dovoleným tlakem, můžeme hovořit o bezpečnosti kolem 3. Síla od spalovacího tlaku plynů ($p_{spal} = 10MPa$) na část pouzdra ve spalovacím prostoru působí v jeho ose a vyjádří se ze vztahu

$$F = p_{spal} \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} = 823N. \text{ Odečtením předchozích sil dostáváme sílu přepětí závitu}$$

$$F_{\max} - F = F_{\min} = 207,2N \text{ a amplitudová síla je tím pádem } F_a = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{2} = 411,5N \text{ a}$$

střední sílu $F_m = \frac{F_{\max} + F_{\min}}{2}$. Máme tedy zatěžující síly pro cyklické zatížení. Než určíme

utahovací moment pouzdra je třeba určit jestli místa s akumulací napětí toto zatížení vydrží. Při počítání cyklického namáhání se stálou pevností budeme používat Smithův diagram a další potřebné součinitele najdeme v [2], [3].

První nebezpečné místo je v závitě, pro něj spočteme příslušná napětí, podělením sil průřezem jádra závitu. Maximální napětí $\sigma_{\max} = \frac{F_{\max}}{\frac{\pi(d_3^2 - d^2)}{4}} = 18,233 \text{ MPa}$, obdobně

ostatní $\sigma_m = 10,95 \text{ MPa}$, $\sigma_a = 7,283 \text{ MPa}$, $\sigma_{\min} = 3,667 \text{ MPa}$. Nyní spočteme mez únavy reálné součásti s uvažováním vlivu součinitele vrubu pro závit podle empirického Heywoodova vzorce $\sigma_C^* = 0,15 R_m \frac{25,4 + D}{25,4 + 3D}$, kde D značí průměr šroubu v milimetrech.

Dostaneme tedy $\sigma_C^* = 56,996 \text{ MPa}$. Analyticky ze Smithova diagramu (dle Obr.) určíme pro náš způsob namáhání maximální napětí $\sigma_{\max}^* = 107,938 \text{ MPa}$ a při něm příslušnou největší amplitudu $\sigma_A^* = 52,1 \text{ MPa}$. Porovnáním těchto dynamických napětí se příslušnými statickým dostaneme součinitele bezpečnosti $k_a = \frac{\sigma_A^*}{\sigma_a} = 7,154$,

$$k_{\max} = \frac{\sigma_{\max}^*}{\sigma_{\max}} = 5,92.$$

Ted' ještě zkontrolujeme drážku za závitem v přechodu $d_d = 12 \text{ mm}$ do $D_d = 20 \text{ mm}$ přes poloměr zaoblení $r = 0,5 \text{ mm}$. Opět spočítáme příslušná napětí k zatěžujícím silám.

Maximální napětí $\sigma_{\max} = \frac{F_{\max}}{\frac{\pi(d_d^2 - d^2)}{4}} = 24,846 \text{ MPa}$, obdobně $\sigma_m = 14,921 \text{ MPa}$,

$\sigma_a = 9,924 \text{ MPa}$, $\sigma_{\min} = 4,997 \text{ MPa}$. Opět určíme mez únavy skutečné součásti ze vzorce

$\sigma_C^* = \sigma_C \frac{\eta \nu}{\beta}$, kde σ_C je mez materiálu při střídavém zatěžování pro neomezený počet cyklů

(z Wöhlerovy křivky pro „neomezený“ počet cyklů u zkušební vzorku), η je součinitel jakosti povrchu, u ν se jedná o součinitel velikosti v porovnání se zkušebním vzorkem a naposled máme β , to je vrubový součinitel. Ten zavádí do výpočtu účinek tvaru vrubu α a vliv citlivosti materiálu na vrub pře součinitel q vztahem $\beta = 1 + q(\alpha - 1)$. Tyto hodnoty se odečítají z nomogramů a diagramů vzniklých skutečným měřením a jeho statistickým vyhodnocením. Pro střídavý tah-tlak lze pro konstrukční oceli uvažovat $\sigma_C = 0,35 R_m$. Z grafů dostaneme hodnoty $\eta = 0,8$ pro $R_a = 6,3 \mu\text{m}$ a pro rozměr d_d $\nu = 0,95$. Koeficient q je pro tah a tlak složen z dvou hodnot vztahem $q = 0,5(q_1 + q_2)$, $q_1 = 0,5$ a $q_2 = 0,53$. Pro určení součinitele β už chybí jen z nomogramu určit $\alpha = 2,55$. Tudíž $\sigma_C^* = 77,326 \text{ MPa}$. Stejným

způsobem použijeme Smithův diagram a vypočteme příslušné bezpečnosti, $\sigma_A^* = 83,116 \text{ MPa}$, $\sigma_{Max}^* = 171,221 \text{ MPa}$, $k_a = 8,375$, $k_{max} = 6,891$. Obě vyšetřovaná místa jsou bohatě předimenzovaná a tudíž můžeme pro pouzdro určit potřebný utahovací moment vztahem z [1], $M_u = F_{\min} \left[\frac{1}{2} d_2 \tan(\gamma + \phi'_z) + f_p D_p \right]$. Kde $\gamma = \arctan \frac{P}{\pi d_2}$, jedná se o úhel stoupání závitů; $\phi'_z = \arctan \frac{f_z}{\cos 30^\circ}$ pro metrický závit; střední průměr stykových ploch hlavy šroubu a podložky $D_p = \frac{D_d + D}{2}$ a součinitel tření v závitě pro nemazaný obrobený závit $f_z = 0,3$, součinitel tření mezi stykovými plochami Al – ocel $f_p = 0,2$. Uťahovací moment má tudíž hodnotu $M_u = 1,24 \text{ Nm}$, který způsobí smykové napětí v jádře závitu $\tau = \frac{M_u}{W_k}$. W_k je modul průřezu v krutu a pro náš případ $W_k = \frac{\pi(d_3^3 - d_d^3)}{16}$, potom $\tau = 5,15 \text{ MPa}$.

Závěrem můžeme konstatovat že závit pouzdra v hlavě udrží i vyšší tlak plynů než 10 MPa. Materiál pouzdra značně převyšuje naše mechanické požadavky, nám však vyhovuje korozivzdorností a odoláváním vysokým teplotám.

3.2 Tyčka

Zabezpečuje pevné vedení vidličky rovnoběžně s osou vefukovače. Výkres má číslo DP-551-06. Touto částí začneme, jelikož se jedná o nejslabší místo v uchycení. Působí zde na dosti malý průřez síla od předpětí zajišťující těsnost způsobující jak tahové tak i ohybové namáhání.

3.2.1 Tyčka - výpočet pomocí pevnostních hypotéz

Nejdříve vyšetříme místo v zápichu, které můžeme považovat za nejnepříznivější a vymezí nám i tlak na těsnění vlivem předpětí

Zápich má parametry: $D = 15 \text{ mm}$, $d = 14,6 \text{ mm}$, $\rho = 1,6 \text{ mm}$. Materiál tyčky 14 240.4 ($R_{e\min} = 883 \text{ MPa}$ a $R_m = 1128 \text{ MPa}$). Určíme parametry cyklického zatěžování, volíme přepětí $F_{\min} = 4 \text{ kN}$. Z vidličky se bude přenášet síla do osy šroubu daná plochou průmětu trysky do osy vefukovače s tlakem plynů při spalování $p = 10 \text{ MPa}$. Tryska má průměr $d_t = 9,55 \text{ mm}$, tudíž $F = p \frac{\pi d_t^2}{4} = 716,3 \text{ N}$. Cyklické namáhání má silové parametry

$F_{\min} = 4kN$, $F_{\max} = 4,716kN$, $F_m = 4,358MPa$, $F_a = 358,15N$. Vzdálenost os vefukovače a tyčky je $l = 30,19mm$. Právě toto rameno vytvoří v kritickém místě ohybová napětí

$$\sigma_{o\max} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_{\max} l}{\frac{\pi d^3}{32}} = 466,022MPa,$$

$$\sigma_{om} = 430,633MPa, \quad \sigma_{oa} = 35,389MPa,$$

$$\sigma_{o\min} = 395,243MPa. \quad \text{Ekvivalentní napětí k}$$

$$\text{zatěžovanému vzorku při ohybu } \sigma_{CO}^* = \sigma_{Co} \frac{\eta_o \nu_o}{\beta_o},$$

$$\sigma_{Co} = 0,43R_m, \quad \eta_o = 0,68 \quad (R_a = 6,3\mu m), \quad \nu_o = 0,95,$$

$$\beta_o = 1 + q_o(\alpha_o - 1), \quad q_o = 0,5(q_1 + q_2) = 0,5(0,84 + 0,76),$$

$$\alpha_o = 1,57. \quad \sigma_{CO}^* = 215,203MPa, \quad \sigma_{OMax}^* = 630,044MPa,$$

$$\sigma_{OA}^* = 117,399MPa, \quad k_{\max} = \frac{\sigma_{OMax}^*}{\sigma_{o\max}} = 1,352, \quad k_a = 3,317. \quad \text{Ještě zkontrolujeme tahové napětí}$$

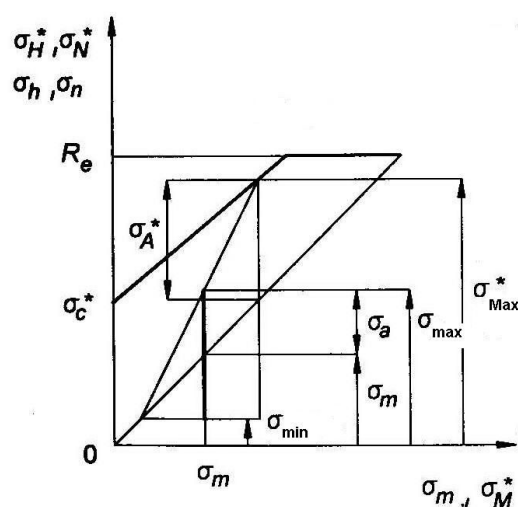
$$\text{v tomto exponovaném místě. Příslušná napětí jsou } \sigma_{\max} = \frac{F_{\max}}{\frac{\pi d^2}{4}} = 28,171MPa,$$

$$\sigma_m = 26,032MPa, \quad \sigma_{\min} = 23,893MPa, \quad \sigma_a = 2,139MPa. \quad \sigma_c^* = \sigma_c \frac{\eta \nu}{\beta}, \quad \sigma_c = 0,35R_m,$$

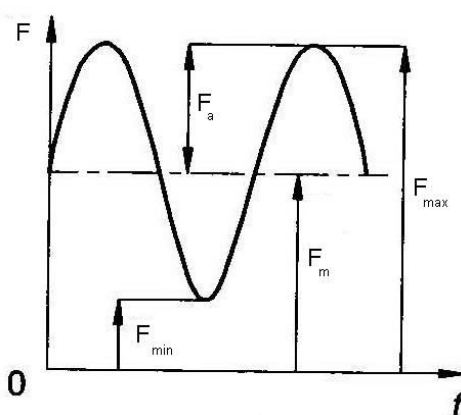
$$\eta = 0,68 \quad (R_a = 6,3\mu m), \quad \nu = 0,95, \quad \beta = 1 + q(\alpha - 1), \quad q = 0,5(q_1 + q_2) = 0,5(0,84 + 0,76),$$

$$\alpha = 1,63. \quad \sigma_c^* = 169,575MPa, \quad \sigma_{Max}^* = 312,476MPa, \quad \sigma_A^* = 144,291MPa, \quad k_{\max} = 11,092,$$

$$k_a = 67,448.$$



Obr. 8: Smithův diagram pro pulzující namáhání. Zobrazuje příslušná extrémní napětí.



Obr. 7: Zobrazený průběh našeho zatížení (pulzující).

Formálně ještě zkontrolujeme tahová napětí v místě stáhnutí vidličky maticí, tj. drážku za závitem v tomto místě a v závitě. Parametry závitu M14x1,5: průměr vnější $D = 14mm$, střední $d_2 = 13,026mm$, malý $d_1 = 12,376mm$, jádra $d_3 = 12,16mm$, $P = 1,5mm$. Pro závit

$$\sigma_{\max} = \frac{F_{\max}}{\frac{\pi d_3^2}{4}} = 40,611MPa, \quad \sigma_m = 37,527MPa,$$

$$\sigma_a = 3,084MPa, \quad \sigma_{\min} = 34,443MPa.$$

$$\sigma_C^* = 0,15R_m \frac{25,4 + D}{25,4 + 3D} = 98,909MPa, \quad \sigma_{Max}^* = 210,76MPa, \quad \sigma_A^* = 88,159MPa. \text{ Bezpečnosti}$$

pro maximální napětí $k_{max} = 5,19$ a rezerva v amplitudovém namáhání je $k_a = 28,586$. Teď ještě vyšetříme místo přechodu z drážky za závitem $d_d = 12mm$ do průměru $D_d = 15mm$

$$\text{přes poloměr } r = 1. \text{ Příslušná napětí jsou } \sigma_{max} = \frac{F_{max}}{\frac{\pi d_d^2}{4}} = 41,701MPa, \quad \sigma_m = 38,535MPa,$$

$$\sigma_a = 3,167MPa, \quad \sigma_{min} = 35,368MPa. \text{ Ekvivalentní napětí k zatěžovanému vzorku při únavě}$$

$$\sigma_C^* = \sigma_C \frac{\eta \nu}{\beta}, \quad \sigma_C = 0,35R_m, \quad \eta = 0,65 \quad (R_a = 6,3\mu m), \quad \nu = 0,96,$$

$$q = 0,5(q_1 + q_2) = 0,5(0,75 + 0,71), \quad \alpha = 1,85. \quad \sigma_C^* = 152,024MPa, \quad \sigma_{Max}^* = 294,935MPa,$$

$$\sigma_A^* = 129,763MPa, \quad k_{max} = 7,073, \quad k_a = 40,977.$$

Vše je dostatečně nadimenzováno, teď určíme utahovací moment. Součinitele tření v závitu a mezi stykovými plochami můžeme převzít z předchozího výpočtu.

$$M_u = F_{min} \left[\frac{1}{2} d_2 \tan(\gamma + \phi'_z) + f_p D_p \right], \quad D_p = \frac{D_o + D}{2}, \text{ kde } D_o \text{ je šířka otvoru stranového}$$

$$\text{klíče. } M_u = 25Nm \text{ a vyvodí smykové napětí v závitu } \tau = \frac{M_u}{\frac{\pi d_3^3}{16}} = 69,39MPa.$$

Na této součásti stojí ještě dvě místa za vyhodnocení, jde o místa ve vetknutí tyčky do zátky v hlavě. Jelikož je však závit a zatížení stejné jako u předchozího, nemusíme jej počítat a převzít tak výsledky z něho. Zbyde nám tedy jen drážka za závitem, která tvoří přechod z průměru $d_d = 12mm$ na průměr $D_d = 20mm$ přes radius $r = 1mm$. Napětí jsou

$$\sigma_{max} = \frac{F_{max}}{\frac{\pi d_d^2}{4}} = 41,701MPa, \quad \sigma_m = 38,535MPa, \quad \sigma_a = 3,167MPa, \quad \sigma_{min} = 35,368MPa.$$

$$\sigma_C^* = \sigma_C \frac{\eta \nu}{\beta}, \quad \sigma_C = 0,35R_m, \quad \eta = 0,65 \quad (R_a = 6,3\mu m), \quad \nu = 0,96,$$

$$q = 0,5(q_1 + q_2) = 0,5(0,75 + 0,71), \quad \alpha = 2,05. \quad \sigma_C^* = 139,459MPa, \quad \sigma_{Max}^* = 275,843MPa,$$

$$\sigma_A^* = 120,219MPa, \quad k_{max} = 6,615, \quad k_a = 37,963. \text{ Jelikož závit není dostatečně dlouhý,}$$

$$\text{spočteme střední tlak v závitech } p_z = \frac{F_{max}}{n \frac{\pi(D_{závitu}^2 - d_{1závitu}^2)}{4}}, \text{ kde } n \text{ je počet závitů. Pro náš}$$

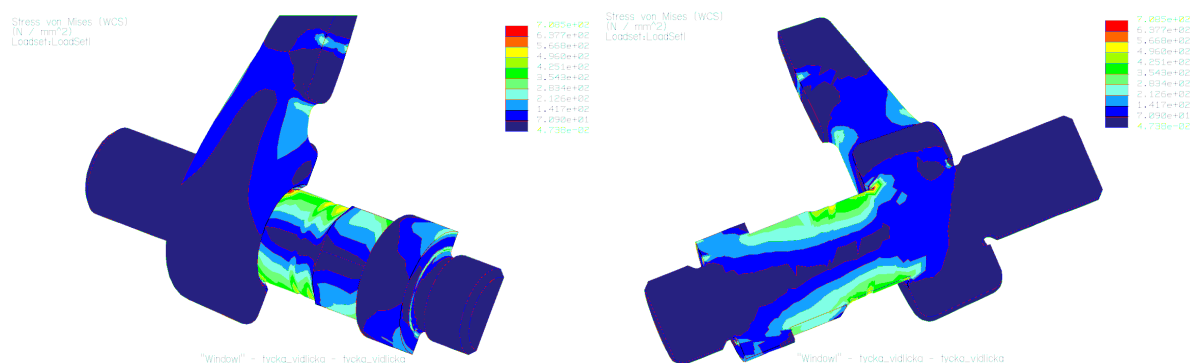
případ má závitová plocha zhruba 5 závitů, jelikož je ale tlak v závitě rozdělen nerovnoměrně (asi 30 až 40 % na první závit) položíme $n = 3$, pak $p_z = 46,73 \text{ MPa}$. O dovolené hodnotě tohoto tlaku rozhoduje především materiál vnitřního závitu a třída pevnosti materiálu šroubu. Pro náš případ ocel-ocel a materiálu tyčky, který spadá do třídy pevnosti 10.9 dle ISO 898 je hodnota dovoleného tlaku v závitech dokonce 200MPa. Už nám zbývá jen určit utahovací moment tyčky v zátce, ten je $M_u = 24 \text{ Nm}$ a vyvodí smykové napětí $\tau = 68,257 \text{ MPa}$.

Závěrem lze konstatovat, že tyčka vyhovuje, avšak potvrdilo se nám nejslabší místo této konstrukce. Naše volená síla předpětí je 5,5 násobná síle působící od tlaku plynů, jinak řečeno bez profuku by měla vyržet i 50MPa. Chceme-li zvýšit bezpečnost, zřejmě bychom přikročili ke snížení předpětí, tím by se bezpečnost zvýšila a mohli bychom volit i méně jakostní materiál.

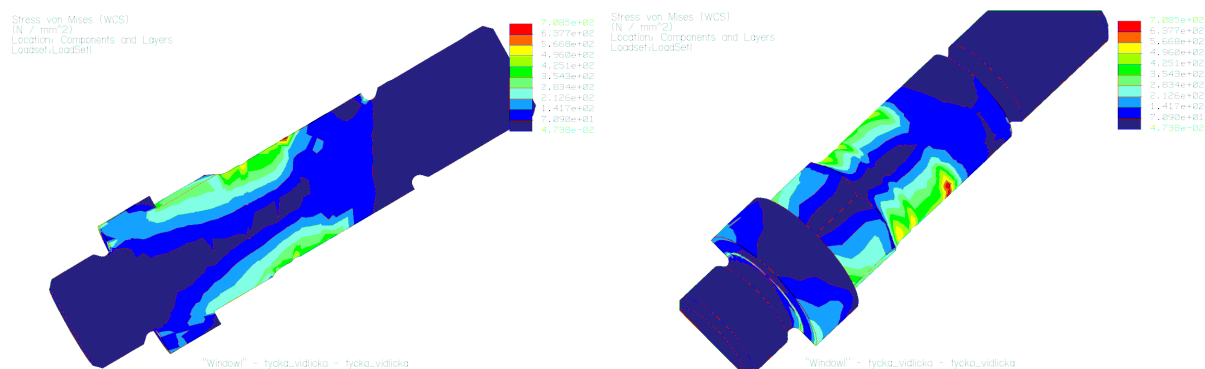
3.2.2 Analýza tyčky MKP

Zatížení tyčky jsme provedli přes sestavu s vidličkou namáhanou maximální silou (předpětí a od tlaku plynů, tj. 4716N). Pro zrychlení výpočtu, jsme z hlediska symetrie zatížení a geometrie součástí volili poloviční model.

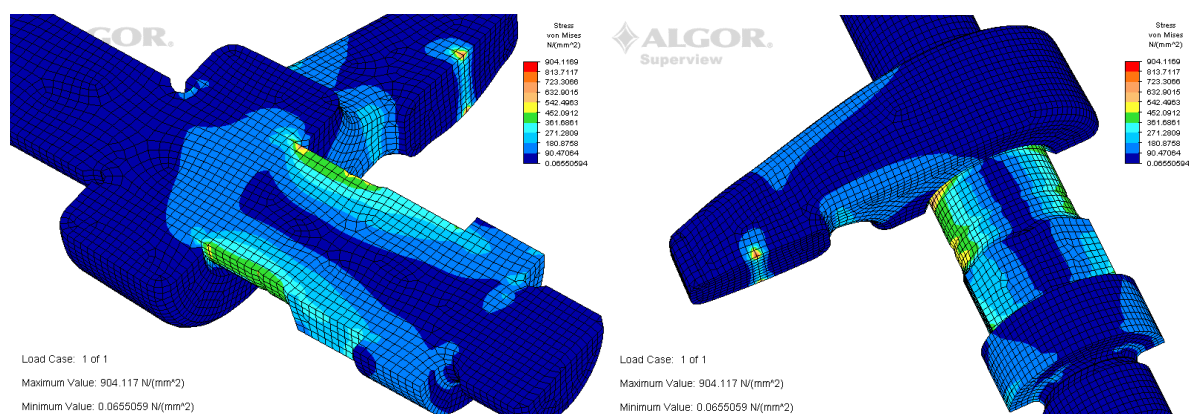
Obr. 9: Analýza sestavy tyčky s vidličkou v prostředí Pro/MECHANICA.



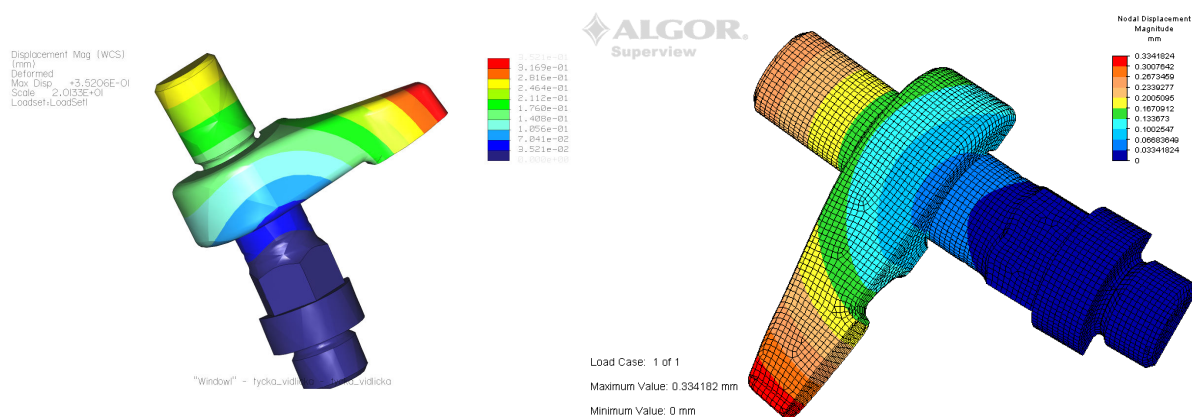
Obr. 10: Výsledek simulace s potlačeným zobrazením vidličky (Pro/MECHANICA)



Obr. 11: Prezentace analýzy v Algoru, patrná je topologie vygenerované sítě.



Obr. 12: Analýza posuvů pro porovnání (vlevo Pro/MECHANICA, vpravo Algor)



Porovnání obou řešení je patrné napětí v místě inkrimovaného místa kolem 520MPa. Obdobně nám vyšly i předchozí analytické výpočty – uvážíme-li sloučení maxim tahového napětí s ohybovým. Obě analýzy se shodují i v posunutí uzlů. Na obrázcích je vidět rudě zbarvené špičkové napětí, které je však zapříčiněno náhlým přechodem a tím, že solvery považují tuto soustavu jako pevně spojenou. Samozřejmě, že jen z úvahy plyne, že v tomto místě tak velké tahové napětí určitě nebude.

3.3 Zátka

Součást spojující tyčku s blokem hlavy válců. Zátka se nachází, jak bylo uvedeno, v místě, které je původně vyčleněno vstřikovačům benzínu. Výrobní výkres má číslo DP-551-05. U obou výpočtů zanedbáváme větší teplotní roztažnost Al slitiny oproti oceli.

3.3.1 Zátka – výpočet únavy při tahovém namáhání

Zátka má velký průřez a je nízká, proto můžeme přenášené ohybové napětí zanedbat a počítat jen zatížení tahové. Výpočet by byl i složitý, neboť ohyb nepůsobí v její ose. Závitový spoj nebude mít opět dvojnásobek průměru šroubu a tak budem kontrolovat i tlak v závitech. I proto, že je vnitřní závit z Al slitiny.

Jelikož je postup výpočtu identický s předchozími, bude obsahovat jen nejdůležitější popis. Zatežující tahové síly jsou samozřejmě stejné jako u tyčky. Parametry závitu M16x1,5: průměr vnější $D = 16mm$, střední $d_2 = 15,026$, malý $d_1 = 14,376mm$, jádra $d_3 = 14,16mm$, $P = 1,5mm$. Z materiálu 13 240.7 ($R_{e\min} = 630MPa$ a $R_m = (780 \div 980)MPa$) – třída pevnosti 8.8 s dovoleným tlakem s vnitřním závitem z hliníkové slitiny je 60MPa. Při $n = 3$ je

$$p_z = \frac{F_{\max}}{n \frac{\pi(D^2 - d_1^2)}{4}} = 40,576MPa. \quad \text{Opět zkoumáme místo v závitě.}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{F_{\max}}{\frac{\pi d_3^2}{4}} = 29,949MPa, \quad \sigma_m = 28,812MPa, \quad \sigma_a = 1,137MPa, \quad \sigma_{\min} = 25,401MPa.$$

$$\sigma_C^* = 0,15R_m \frac{25,4 + D}{25,4 + 3D} = 65,992MPa, \quad \sigma_{Max}^* = 295,547MPa, \quad \sigma_A^* = 67,537MPa. \text{ Bezpečnosti}$$

pro maximální napětí $k_{\max} = 9,868$ a rezerva v amplitudovém namáhání je $k_a = 59,391$.

Ted' ještě vyšetříme místo přechodu z drážky za závitem $d_d = 13,5\text{mm}$ do průměru $D_d = 20\text{mm}$ přes poloměr $r = 1$. Příslušná napětí jsou $\sigma_{\max} = \frac{F_{\max}}{\frac{\pi d_d^2}{4}} = 32,949\text{MPa}$, $\sigma_m = 31,698\text{MPa}$, $\sigma_a = 1,251\text{MPa}$, $\sigma_{\min} = 27,945\text{MPa}$. Ekvivalentní napětí k zatěžovanému vzorku při únavě $\sigma_c^* = \sigma_c \frac{\eta \nu}{\beta}$, $\sigma_c = 0,35 R_m$, $\eta = 0,65$ ($R_a = 6,3\mu\text{m}$), $\nu = 0,94$, $q = 0,5(q_1 + q_2) = 0,5(0,62 + 0,72)$, $\alpha = 2,7$. $\sigma_c^* = 77,982\text{MPa}$, $\sigma_{\max}^* = 259,305\text{MPa}$, $\sigma_A^* = 57,84\text{MPa}$, $k_{\max} = 7,87$, $k_a = 46,233$.

Vše je dostatečně nadimenzováno, teď určíme utahovací moment. Součinitele tření v závitu a mezi stykovými plochami můžeme převzít z předchozího výpočtu.

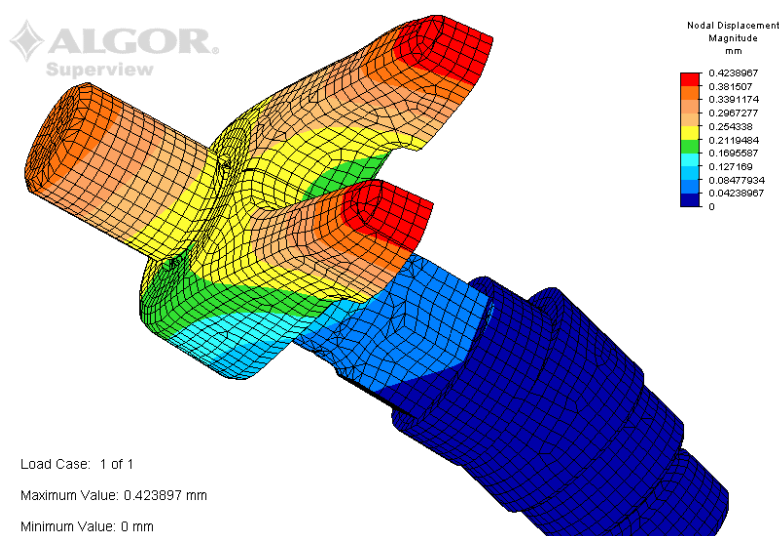
$$M_u = F_{\min} \left[\frac{1}{2} d_2 \tan(\gamma + \phi'_z) + f_p D_p \right], D_p = \frac{D_d + D}{2}, M_u = 26\text{Nm}. \tau = 47,249\text{MPa}.$$

Materiál byl volen především pro bezpečnost v závitovém spoji.

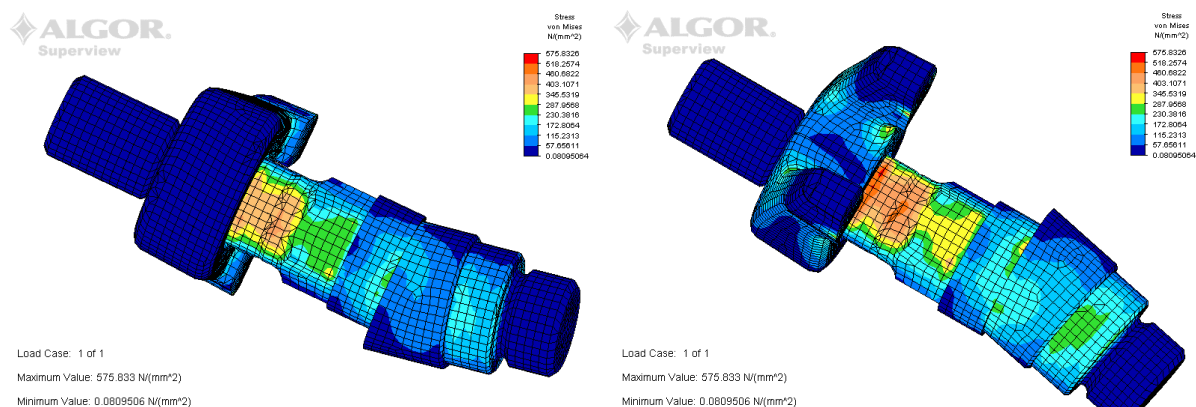
3.3.2 Zátka - analýza MKP

Jedná se pouze o nástin, kde je patrné, že ohyb není v takové míře přenášen. Z hardwarových důvodů spočteno pouze Algorem, Pro/MECHANICA by potřebovala více paměti – alespoň toto ohlásila při výpočtu čtvrtého stupně polynomu. Přesto je pěkně vidět, že jde o prostorový ohyb vzhledem k ose zátky.

Obr. 13: Algor - pohled na sestavu zátka-tyčka-vidlička. Vlevo zezadu, vpravo zepředu na rozvidlenou část. Patrné mimoosové ohybové zatížení zátky



Obr. 14: Na tomto obrázku posuvů je nejlépe vidět, jakým způsobem se tato sestava deformuje.



3.4 Vidlička

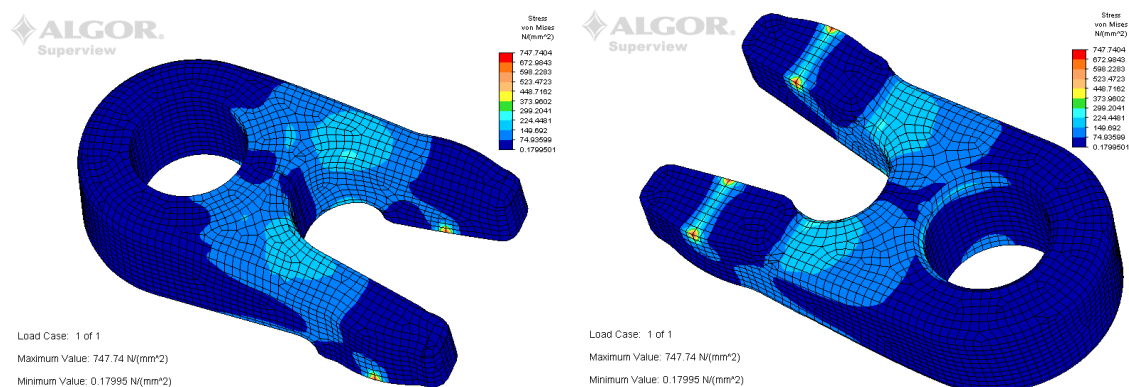
Uchycení vefukovače má být za jeho pouzdro, které podle výrobce odolá maximální síle 10kN. Vidlička plní kladený požadavek na možného natáčení vefukovače k zajištění nejlepší polohy otvorů trysek pro bezpečné zapálení a tudíž dodávce směsi vzduchu s vodíkem, ve správném poměru k bezpečně řízenému zážehu. To je věcí především vnitřní aerodynamiky a směřování, na které se v tomto čase pracuje v speciálním softwaru MKP - Fluent.

Vidlička je koncipována jako výpočtově tvarově složitá část, tudíž jsme se ani nezabývali hledáním cest k nějakému zjednodušujícímu modelu výpočtu za pomoci znalostí teorií pevnosti a pružnosti. Je to tedy ocelový odlitek z materiálu 42 2726.6.

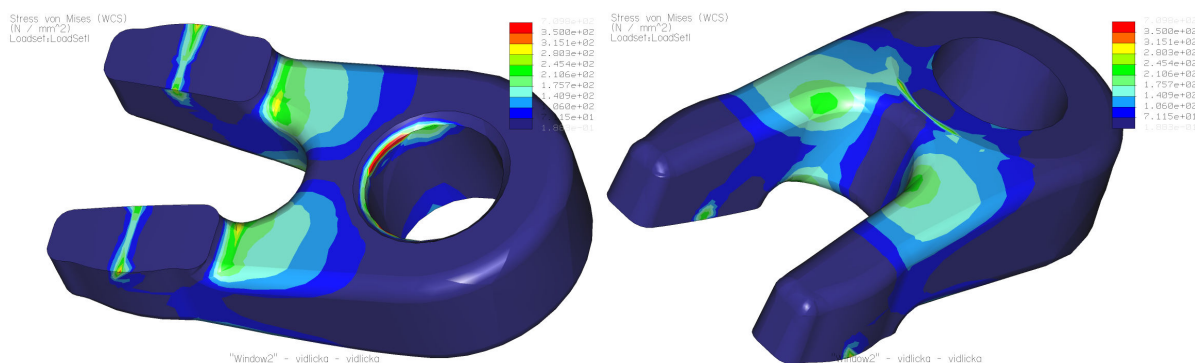
3.4.1 Vidlička – analýza MKP

Zatížení vidličky vychází z předchozího výpočtu silového zatížení. Silové parametry byly tudíž na maximální hodnotě 4716N. Opět pro zajímavost pohled na síť P-metody a okrajových podmínek pro model na Obr. 7 .

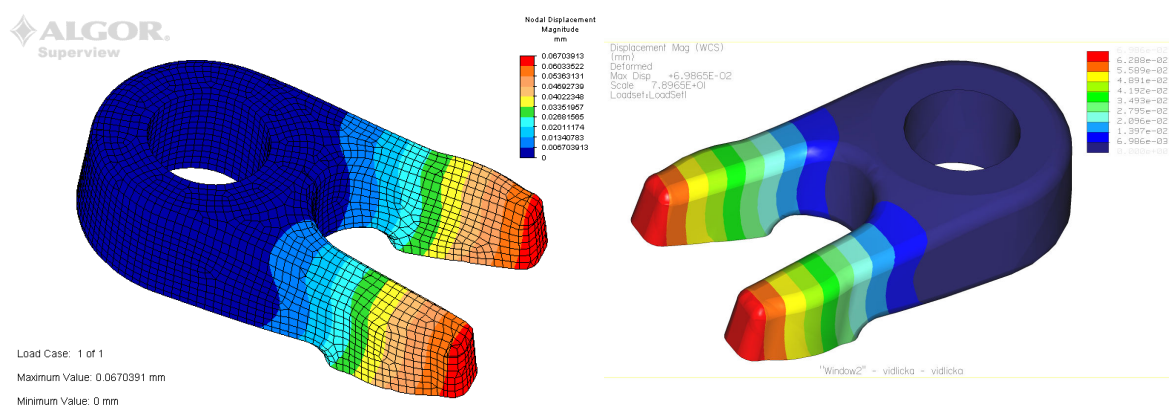
Obr. 15: Rozložení napětí při maximální provozní síle (4716 N). Pro/MECHANICA.



Obr.16: Mapa napětí při simulaci v Algoru.



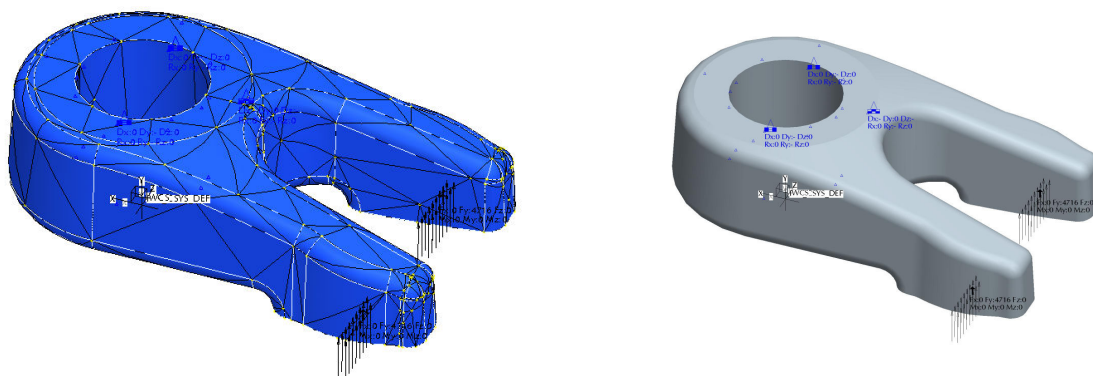
Obr. 17: Studie posuvů při maximálním zatížení. Vlevo Algor, napravo Pro/MECHANICA.



Na průbězích napětí je patrná chyba diskretizace, resp. singularita, a to u obou softwarů. U softwaru Pro/MECHANICA jde o zvýšené parazitní napětí na hraně zkosení ve vodícím otvoru, které bylo programem algoritmy Algor eliminováno, avšak u tohoto softwaru došlo k singularitě na hranách zaoblených stykových ploch, zřejmě vlivem velmi ostré hrany (ostrá

hrana s úkosem). Maximální napětí se opět shoduje u obou analýz a je na hodnotě 300MPa. Volený materiál má mez kluzu 600MPa.

Obr. 18: Sít' modelu Pro/MECHANICI a okrajové podmínky se zatížením.



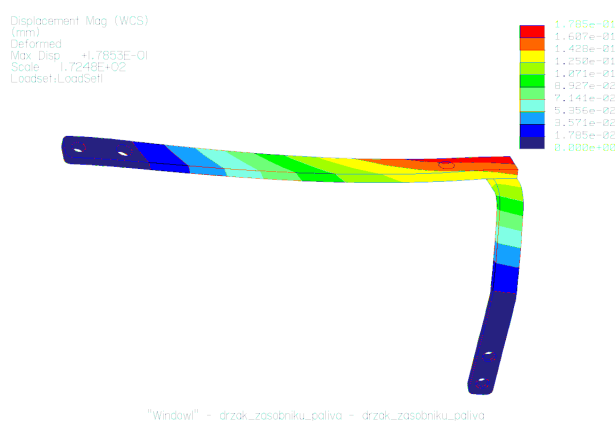
3.5 Držadlo zásobníku paliva

Je to vlastně svařenec ukotven do hlavy válců na jedné straně šrouby pro manipulační úchyt, jejichž díry se závity jsou na seriové hlavě zhotoveny. Na druhé straně hlavy je držadlo opíráno o nově zhotovený šroub (výkres DP-551-14), který zajišťuje zároveň spojení víka hlavy válců s hlavou. Držadlo je na tomto místě staženo maticí M8. Svařenec bude zhotoven z plochých tyčí a jeho výkres má číslo DP-551-12.

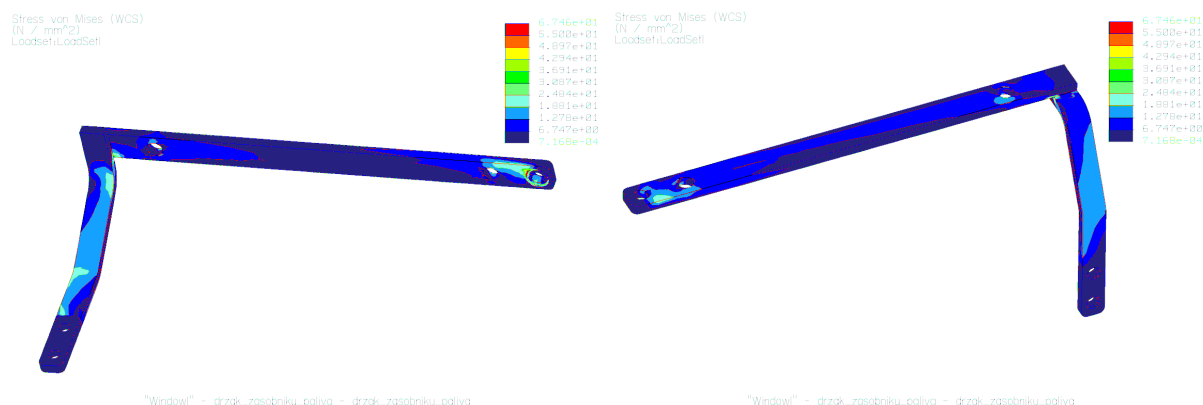
3.5.1 Držadlo zásobníku paliva – pevnostní analýza MKP

Váha kompletního zásobníku je odhadována na 15kg, což pro nás tvoří zatěžující síly pro výpočet (150N). Síla je rozložena na uchycovací body objímek zásobníku paliva rovnoměrně. Použili jsme jen software Pro/MECHANICA.

Obr.19: Průběh posuvů na držadle zásobníku při ideálním rozložení hmotnosti.



Obr. 20: Analýza průběhu napětí na držadle.

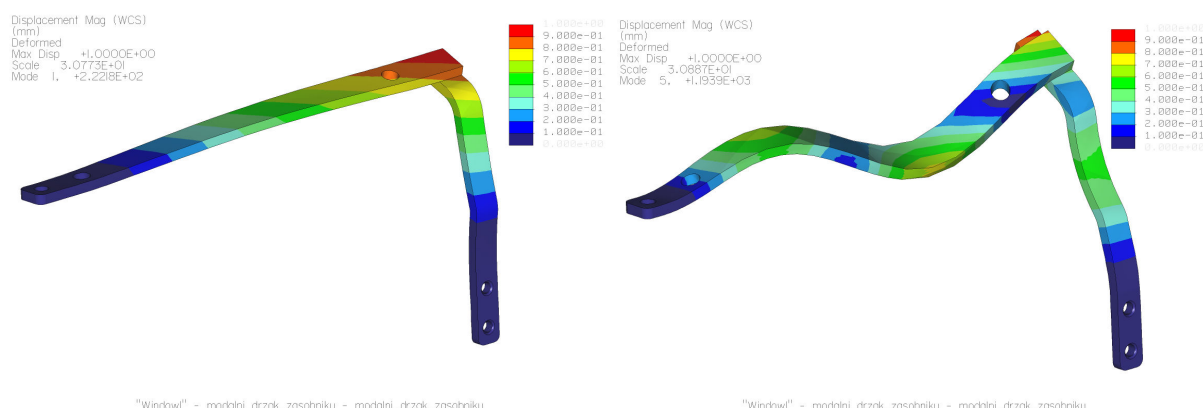


Opět jsou patrné singularity u oblasti opěrného šroubu vzniklé okrajovými podmínkami. V držadle bude maximální napětí do 30MPa. Vzhledem k tomuto napětí, které není ani dosahováno v místě svarů, a koutovým svarům které se dělají po celé tloušťce ploché tyče (6mm), by bylo zbytečné se jejich výpočtem zabývat.

3.5.2 Držadlo zásobníku paliva – modální analýza

Jak z názvu vyplývá, jde o zjištění vlastních frekvencí. Jedná se o relativně málo tuhou součást, která by mohla mít vlastní frekvenci v provozním spektru motoru. Což by vedlo k potřebnému vyztužení konstrukce. Analyzujeme vlastně konstrukci bez vnějšího zatížení s danými okrajovými podmínkami upevnění na motoru. Můžeme ale předpokládat, že dojde ke snížení frekvence vlivem nárůstu hmotnosti přidáním zásobníku s palivem (anichž by se tuhost zvýšila), jak vyplývá ze vztahu pro výpočet vlastní frekvence $\Omega = \sqrt{\frac{k}{m}}$, kde k je tuhost součásti a m je její hmotnost. Jelikož přesná váha zásobníku a její rozložení není přesně známo, jde spíše o informativní výpočet, který by měl být značně předimenzovaný. První vlastní frekvence z levé části obr. 21 je 222 Hz, což je 13320 min⁻¹.

Obr. 21: Modální analýza s první vlastní frekvencí. Napravo pro ilustraci páta vlastní frekvence s "roztančeným" držadlem.



3.6 Zásobník paliva pro motor

Jde o tlakovou nádobu zajišťující rovnoměrné dodávání paliva o konstantním tlaku. Zásobník paliva bude připojen na regulátor umístěný na zdi u brzdového zkušebního stanoviště. Regulátor bude řídit tlak v zásobníku, do kterého bude vodíkový plyn hnán přes pancéřovou hadici. Rozměry zásobníku byly voleny s ohledem na zajištění dodávky potřebného množství paliva o tlaku 100 barů při malé měrné hmotnosti paliva a pro potlačení pulzů od otevírajících se ventilů vefukovače.

3.6.1 Průtok paliva vefukovačem a hydraulický ráz

Pro odhadnutí těchto bylo nutné znát odhadovaný průtok vefukovačem, bez znalosti jeho průtokové charakteristiky při přechodových režimech. Z parametrů motoru (Tab. 3) si lehce spočítáme jaký bude tlak vzduchu na konci komprese $p_{kom} = p_1 \epsilon^\kappa = 2,653 MPa$ (pro vzduch $\kappa = 1,4$ a tlak na počátku komprese jsme volili $p_1 = 101,3 kPa$). Hmotnostní průtok paliva je určen jeho hustotou, protékajícím průřezem a vytékající rychlostí, čili $\dot{m}_{paliva} = \rho S v$. Hustota paliva je dána předpokládanými hodnotami ze zásobníku paliva, tj. tlakem 10 MPa a teplotou 310 K. Z upravené rovnice ideálního plynu, pro takto stanovené podmínky bude hustota vodíku $\rho = 7,965 kg \cdot m^{-3}$. Průtočná plocha injektoru je $S = 1 mm^2$ (Tab. 4). Zjištění rychlosti průtoku budeme považovat za izoentropické proudění stlačitelné tekutiny [8], odkud plyne její závislost na tlakových poměrech. Srovnáme tedy náš tlakový poměr s kritickým poměrem. Kritický poměr tlaků (poměr tlaku proudícího plynu a stagnačního tlaku) pro dvouatomový

plyn $\beta = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} = 0,5283$, náš největší tlakový poměr představuje tlak na konci komprese

ku tlaku paliva v zásobníku. tj. $\frac{p_{kom}}{p_{pal}} = \frac{2,653 MPa}{10 MPa} = 0,2653$. Z teorie plyne, že je-li tento

poměr menší nebo rovný kritickému a jde-li o výtok nerozšiřující se tryskou, bude probíhat proudění kritickou rychlostí (lokální rychlost proudu je rovna lokální rychlosti zvuku). Protože jsme brali největší tlakový poměr, bude pro celý kompresní zdvih rychlost vefukování kritická. Samozřejmě do tlaku $p_{kriticky} = 5,283 MPa$, což je však u zážehových čtyřdobých atmosférických motorů už spíše špičkový tlak spalovací. Z toho můžeme samozřejmě vyvodit, že i při počátku vefukování kolem 100° KH před horní úvratí bude stále

průtoková rychlost stejná. Kritická rychlost je dána vztahem $c_k = \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa + 1} rT} = 1226 m \cdot s^{-1}$.

Tudíž máme průtok paliva

$$\dot{m}_{paliva} = \rho S c_k = 9,767 \frac{mg}{ms} = 35,16 \frac{kg}{h}.$$

Přírůstek tlaku při hydraulickém rázu (rychlém uzavření ventilu vefukovače). Ten vypočítáme podle diferenciálního vzorce Žukovského [8] $dp = \mu \rho \cdot a \cdot dc$, kde ρ je pro náš případ hustota plynného paliva, a je rychlost zvuku – resp. rychlost šíření tlakového rozruchu v prostředí a c je rychlost proudícího média. Protože je v pružné trubici ve skutečnosti rychlost tlakového rozruchu menší, vlivem roztažení trubice vnitřním přetlakem, použijeme i

vzorec zahrnující tento vliv $a = \sqrt{\frac{E_T}{\rho \left(1 + \frac{E_T}{E} \frac{D}{b} \right)}}$. D značí jmenovitý průměr trubice (v našem

případě 4mm), b je tloušťka stěny potrubí (1mm) a E_T (E) jsou Youngovy moduly pružnosti tekutiny (materiálu trubky – ocel $E = 2,1 \cdot 10^5 MPa$). Modul pružnosti spočítáme přes rychlost

zvuku vodíku $a_{H_2} = \sqrt{\frac{E_T}{\rho}}$, kde $a_{H_2} = \sqrt{\kappa rT}$ a hustotu při téže teplotě získáme z rovnice pro

dokonalý plyn $\frac{p}{\rho} = r_{H_2} T$. $\kappa = 1,4$ pro dvouatomový plyn, referenční teplota bude $T = 310 K$

a měrná plynová konstanta pro vodík má hodnotu $r_{H_2} = \frac{R}{M_{H_2}} = 4157 J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$

(univerzální plynová konstanta $R = 8314,41 \text{ J} \cdot \text{kmol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ a kilomolová hmotnost vodíku $M_{H_2} = 2,016 \text{ kg} \cdot \text{kmol}^{-1}$). Pro 100 barovou injektáž je tedy $E_T = 14,37 \text{ MPa}$, $\rho = 7,965 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$. Pro vypočtený průtok paliva podle tlaku ve válci a tlaku vodíku $m_{\text{paliva}} = 9,767 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ je $a = 1343 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Tlakový přírůstek bude dle Žukovského $\Delta p = 1,04 \text{ MPa}$. Tudíž hodnota přírůstku tlaku tvoří 10%.

Oba výsledky nás utvrdili v rozhodnutí pro relativně velký zásobník, jelikož nejsme limitováni zástavbovými parametry, které by se museli vzít v úvahu při montáži do auta.

3.6.2 Zásobník paliva – výpočet tlustostěnné tlakové nádoby

Zásobník bude tvořit svařenec s trubkovým tělesem a dvěma plochými kruhovými víky. Bude opatřen rovněž přivařenými koncovkami pro rozvody paliva a měřicí senzory.

Zásobník je jednoduchá uzavřená tlustostěnná tlaková nádoba a tudíž na výpočet použijeme příslušné teorie [3]. Vnější průměr $D = 70 \text{ mm}$, vnitřní $d = 50 \text{ mm}$, jeho vnitřní délka je $l = 280 \text{ mm}$. Z vnějšku působí atmosferický tlak $p_2 = 101,3 \text{ kPa}$ a uvnitř je tlak

$p_1 = 10 \text{ MPa}$. Osově napětí $\sigma_o = \frac{p_1 \pi r_1^2 - p_2 \pi r_2^2}{\pi r_2^2 - \pi r_1^2} = 10,485 \text{ MPa}$. Z teorie plyne hyperbolické

rozložení obou zbývajících napětí. Největší napětí je na vnitřním povrchu a na vnějším plášti je opačný extrém. Na poloměru r_1 jde tedy radiální napětí $\sigma_r(r_1) = -p_1 = -10 \text{ MPa}$ (záporné znaménko ukazuje na tlakové namáhání) a tečné napětí $\sigma_t(r_1) = 2\sigma_o - \sigma_r(r_1) = 30,42 \text{ MPa}$.

Plášti tlakové nádoby přísluší napětí $\sigma_r(r_2) = -p_2 = -0,1 \text{ MPa}$, $\sigma_t(r_2) = 2\sigma_o - \sigma_r(r_2) = 20,521 \text{ MPa}$. Jelikož se jedná o trojosou napjatost, použijeme na její vyhodnocení energetické hypotézy pro houževnatý materiál HMH (Huber-Mises-Henky).

Dostáváme tak redukované napětí v nejzatíženějším místě

$\sigma_{\text{redHMH}} = \sqrt{\sigma_o^2 + \sigma_t(r_1)^2 + \sigma_r(r_1)^2 - \sigma_o \sigma_t(r_1) - \sigma_o \sigma_r(r_1) - \sigma_t(r_1) \sigma_r(r_1)} = 35,004 \text{ MPa}$. Na povrchu dostáváme napětí

$\sigma_{\text{redHMH}} = \sqrt{\sigma_o^2 + \sigma_t(r_2)^2 + \sigma_r(r_2)^2 - \sigma_o \sigma_t(r_2) - \sigma_o \sigma_r(r_2) - \sigma_t(r_2) \sigma_r(r_2)} = 17,859 \text{ MPa}$.

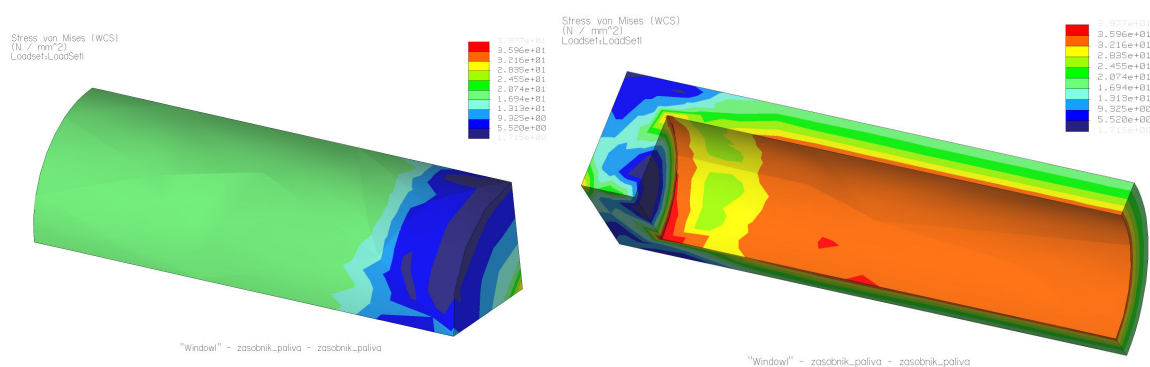
Zásobník bude vyroben z materiálu 17 102.5 s mezí kluzu 390 MPa . Tupý svar který zajišťuje celistvost zásobníku na obou stranách s víky bude proveden na celé tloušťce stěny tělesa svařovacím drátem S 15Cr5Mo dle ČSN 05 5397 pod tavidlem. Pro zvolený spojovaný materiál 17 102 je to standardně používaný drát. Zásobník je bohatě naddimenzován, což způsobuje tloušťka stěny. Ta má zabezpečit dostatečnou bezpečnost i v místech tepelně

ovlivněných svarem. Za připomínku také stojí že průběh napětí právě v místech přechodu trubkového tělesa do plochých dn není tímto teoretickým výpočtovým přístupem postihována.

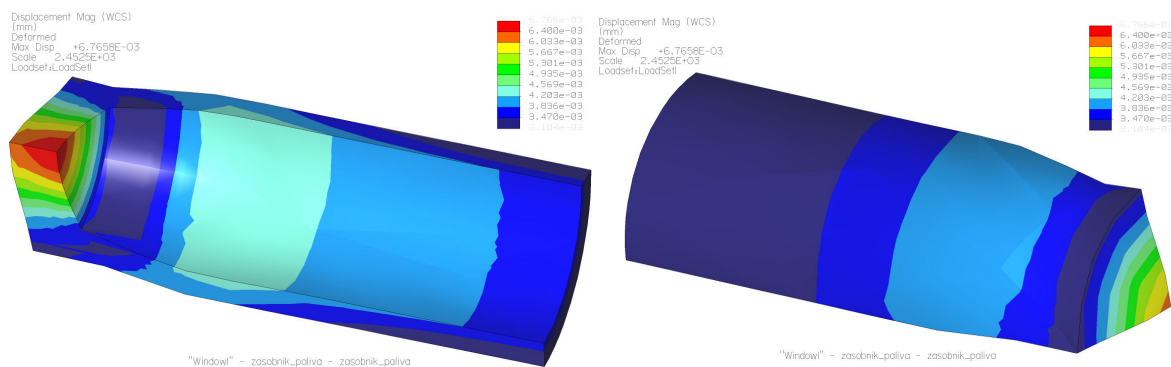
3.6.3 Zásobník paliva – analýza MKP

Z hlediska symetrie zatížení a geometri jsme volili osminonový model. Pro zajímavost je na Obr. 26 vidět jak zatížení s okrajovými podmínkami, tak i síť generovaná pro výpočet P-metodou.

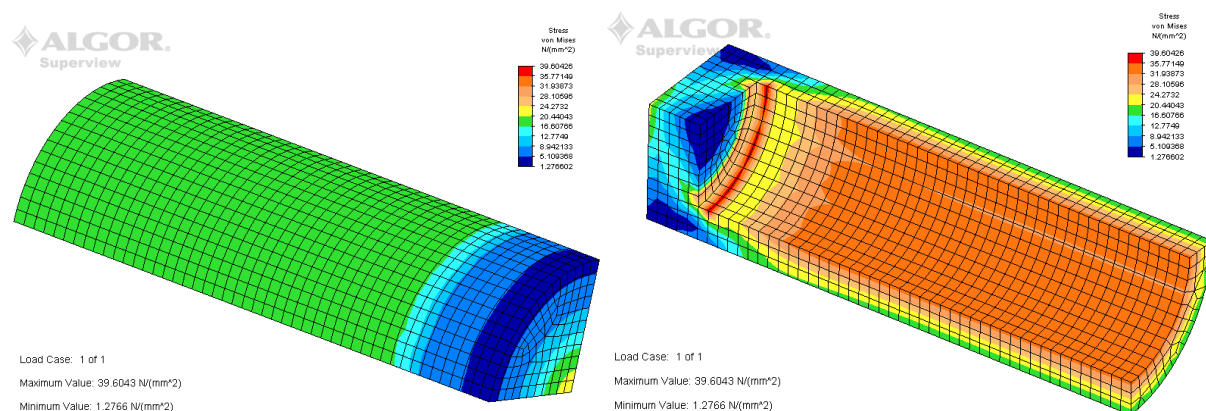
Obr. 22: Rozložení napětí v tlustostěnné tlakové nádobě (Pro/MECHANICA)



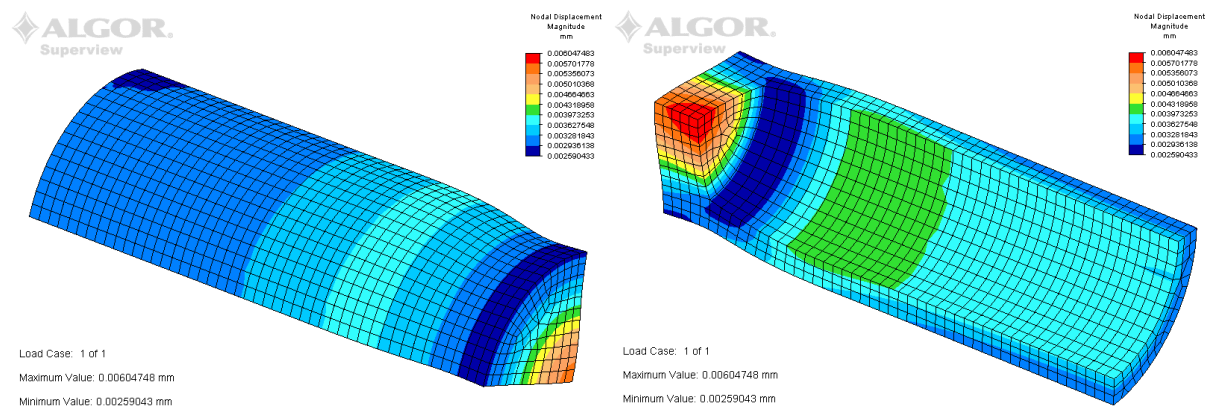
Obr. 23: Dva pohledy na deformaci tlakové nádoby s vnitřním přetlakem - Pro/MECHANICA



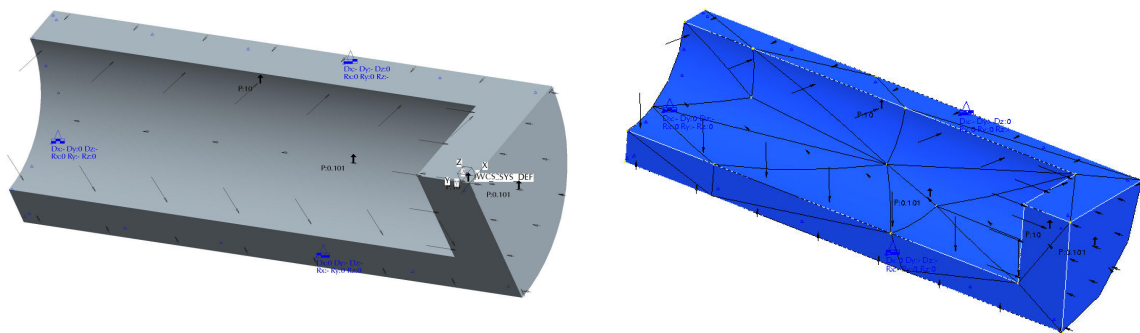
Obr. 24: Obdobné napět'ové výsledky ze softwaru Algor.



Obr. 25: Vyboulení nádoby při tlaku 10MPa (Algor).



Obr. 26: Vlevo patrné zatížení a okrajové podmínky symetrie, druhý obrázek ukazuje tvorbu sítě P-metodou (Pro/MECHANICA)

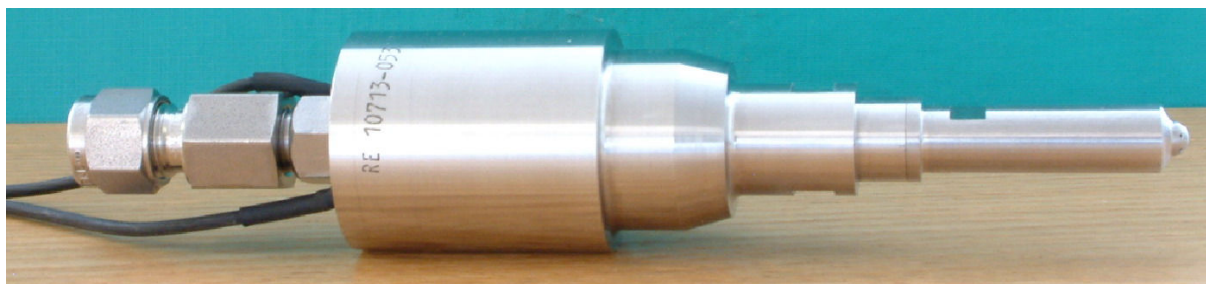


Výsledky se shodují s vypočtenými extrémy v předchozí části. A na obrázcích analýzy je zřetelně vidět již zmíněné jiné rozložení napětí u přechodu tělesa do vík.

3.6.4 Palivový rozvod přes zásobník paliva

Pro zkoušky bude zajištěno zásobování motoru vodíkem stalčeným v lahvách. Z nich půjde rozvodem laboratoří KVM k regulátoru na stěně u brzdového stanoviště. Regulátorem řízený tlak bude ohebnou ½ palcovou, kovovou, opláštěnou hadicí připevněnou na stanovištní

Obr. 3: Dodaný vefukovač opatřený prodlouženou šestitvorovou tryskou a trubkovým konektorem se šroubením Swagelok umožňující snadný a těsný spoj.



Zdroj: Foto katedry vozidel a motorů FS TUL

rám pro příslušenství, dopravován zásobníku. Kde bude uchycena šroubením Swagelok. Tento druh šroubení a další komponenty systému jsme volili od této firmy, neboť nám byl vefukovač (Obr. 3) dodán firmou Hoerbiger s připojovacím konektorem právě s tímto šroubením. Resp. jde o přímý konektor, který je značen v katalogu jako SS-400-7-2RG, tvořící redukcí

z ISO 228 metrického závitu na palcovou trubku ¼ se šroubováním Swagelok pro pracovní tlak do 44MPa. Zpět k hadici, ta má obj. č. SS-FM8-TA8-PM8-500CM H. K připojení na zásobník odpovídá přivařovací fitinka SS-810-6-8W. Na protější straně zásobníku, u rozvodů motoru, bude přivařena fitinka s vnitřním závitem ¼ NPT s obj. č. SS-6-TSW-7-4 pro vybraný tlakový snímač fy Kulite - ETQ-500 series. Koutovým svarem jsou uchyceny k zásobníku po jeho délce i tři přivařovací konektory s obj. č. SS-400-6-4W. Ty budou uchycovat ¼ palcové trubičky vedoucí do injektorů. Ty mají tloušťku stěny kolem 1mm a výrobce udává pracovní tlak do 125 barů. Všechny komponenty Swagelok jsou z nerezové oceli značené výrobcem jako 316 SS s přípustným mechanickým namáháním 137,8MPa.

Samozřejmostí je i registrace teploty paliva – vodíku. Pro ni byl zvolen nerezový snímač teploty TG2 od fy Sensit s měřícím odporem Pt 100. Snímač je přes těsnění uchycen závitem k zásobníku paliva.

4 Závěr

Cílem této práce bylo vypracovat uchycení vefukovače s minimálními úpravami na seriovém obrobeném odlitku hlavy válců motoru fy Škoda Auto pro výzkumná měření na katedře vozidel a motorů při TU v Liberci. Je důležité podotknout, že zkoušky budou probíhat na dynamometru a tudíž se v žádném kroku neuvažovalo o zástavbu do nějakého dopravního prostředku, kde by byla další omezení.

Při dnešní úrovni dimenzování součástí na plánovanou životnost spojenou se zmenšováním hmotnosti agregátů, bylo těžké hledat více řešení pro zástavbu injektorů. Na celém obrobku hlavy byla vlastně jedinná strana, kde se dalo symetricky rozmístit vefukovače – strana pro uchycení plastového modulu sání.

Obě varianty jsou zhruba technologicky rovnocenné. U první varianty je doopravdy minimální zásah do odlitku hlavy motoru, montáž by byla komplikovanější – hlavně co se týká spodní řady šroubů z prodlužovacího svařence k hlavě válců. Zástavba vefukovače byla omezena především tvarem sacích kanálů v hlavě a absencí místa pro ukotvení uchycovače. Tudíž jako jediná možnost byla sledovat přímo směr sacích kanálů a na ně navléci vidličku. Ta by měla zaručit tlak do osy vefukovače bez jeho klopení, což by i při zakřivení dosedacích ploch bylo při mimoběžných osách obtížné, avšak zvládnutelné. Dodatečné vyztužení svařence by také bylo obtížné a bylo-li by realizovatelné tak nejspíš by výztuhy museli být vedeny horem a tudíž nepříznivěji namáhané – tahově.

Vybraná varianta neplní parametr nejmenších úprav na obrobeném odlitku hlavy, má však umístěním vefukovačů a jejich směřování do středu válce, při našem osazení injektoru šestiotvorovou tryskou, největší potenciál pro měření. Trysky nebudou směřovány na horká místa spalovacího prostoru jako je výfukový ventil nebo nebezpečná zbytková energie s rozežhátými elektrodami svíčky. Tento kuželový vějíř vefukujícího vodíku téměř kolmo na válec nebude úplně výhodný při nízkých zatíženích kdy se budeme snažit vefukovat vodík na konci kompresního zdvihu. Ale vraťme se k technickému řešení této vybrané varianty, resp. k postupu jejího zpracování.

Nejdříve je potřeba vyříznout závity v místě vstřikovačů v hlavě válců a do nich zašroubovat výše spočteným kroutícím momentem zátky. Pak na jedno upnutí a pod stejným sklonem udělat otvory pro pouzdra vefukovačů se závitem u stěny spalovacího prostoru a pod tím samým natočením odfrézovat šestihran na zátkách a vyvrtat do nich díry se závitem pro uchycení tyček. Ještě ufrézovat výčnělek v místě budoucí vidličky pro prostřední válec. (výkres DP-551-03)

Následně se do hlavy zašroubují pouzdra, jejichž stykové plochy s hlavou se opatří souvislou vrstvou lepidla (i v závitě), které bude mít za úkol jak těsnit tak pomáhat pevnostně. Může se jednat například o lepidlo, resp. o dvousložkový epoxidový tmel Plastic Steel Epoxy HT 200. Pouzdro je pak potřeba odfrézovat ze strany víka hlavy pod úroveň dosedacích ploch hlavových šroubů a to nejlépe pod úhlem otvoru pro vefukovač. Odfrézovat i částičky pouzder zasahujících do stykové plochy pro uchycení sání a závity pro horní řadu šroubů připevňujících sání prodloužit i do pouzdra. (výkres DP-551-01) V této fázi prací by bylo nejlépe odstranit přečnívající závitovou část pouzdra v oblasti spalovacího prostoru a opracovat hrany – zaoblení a vyhlazení povrchu, jednoduše řečeno aby nedocházelo k nadměrné akumulaci tepelné energie a tím hrozící předčasné iniciaci zážehu.

Další sestavovací práce jsou již patrné, jako poslední se přidělá zásobník s palivem, který bude k držadlu přichycen pomocí dvou dvoušroubových objímek s pružnou výstelkou od fy Koňářík. Objednávací číslo pro objímku s úchytem M10 (a závitový kolík M10) je 12006771 (23010025). K zásobníku připevňované snímače tlaku a teploty budou utěsněny buď závitovou těsnicí šňůrou nebo tmelem na závity (např. fa Loctite). Trubičky k injektorům byly konstruovány co nejkratší se zachováním určité pružnosti pro nepřesnosti při montáži, proto nejsou vedeny přímo ale tvoří závit.

Výkresová dokumentace je součástí příloh. Katalogy a jejich výňatky s objednávacími čísly komponent jsou na přiloženém CD nosiči. Ve zdrojích jsou uvedeny odkazy na výrobce zmíněných komponent.

Ještě pár slov závěrem k tvoření směsi v tomto motoru. Z vypočteného teoretického množství paliva, jsem sestavil tabulku 5, kde je vidět zhruba kolik času bude potřeba na vefukování pro stechiometrický provoz. Z již proběhlých výzkumů na katedře však vyznívá, že se předpokládá provoz s chudou směsí a budoucí úvahy o přeplňování. Volba motoru se mi zdá šťastná nejen malým vrtáním a tím lepším odvodem tepla a méně tepelně zatíženým pístem, ale také spalovacím prostorem zčásti tvořeným prohlubní v koruně pístu. Od toho se dá očekávat větší víření ve válci a intenzivnější přestup tepla. Výhodou je i příčný tumble vír který bude podporovat zanášení směsi mezi elektrody výboje.

Nezbývá než přát mnoho zdaru v práci na takto význačném projektu, který dává velkou prestiž nejen katedře, ale celé univerzitě.

Tab. 5: Teoreticky potřebná doba pro stechiometrický provoz

Otáčky motoru [min ⁻¹]	Čas na 1 ° KH [ms]	Množství pro $\lambda=1$	Potřebný počet °KH
1000	0,166	14,097 mg	8,666
1250	0,133		10,825
1500	0,111		12,99
1750	0,095		15,155
2000	0,083		17,32
2250	0,074		19,485
2500	0,066		21,65
2750	0,060		23,815
3000	0,055		25,98
3250	0,051		28,145
3500	0,047		30,31
3750	0,044		32,475
4000	0,041		34,64
4250	0,039		36,805
4500	0,037		38,97
4750	0,035		41,135
5000	0,033		43,3

Zdroj: Vlastní výpočty v programu MS Excell

Literatura

- [1] Pešík, L.: Části strojů, stručný přehled, 1.díl, TU v Liberci, Liberec 2001, ISBN 80-7083-584-2
- [2] Höschl, C.: Tvarová pevnost, VŠST v Liberci, Liberec 1970
- [3] Michalec, J.: Pružnost a pevnost II, Vydavatelství ČVUT, Praha 2001, ISBN 80-01-02375-3
- [4] Jančík, L., Zýma, J.: Části a mechanismy strojů, Vydavatelství ČVUT, Praha 2004, ISBN 80-01-02891-7
- [5] Drastík, F.: Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu, druhé doplněné vydání, Montanex, Ostrava 1999, ISBN 80-85780-95-X
- [6] Pustka, Z.: Základy konstruování (tvorba technické dokumentace), TU v Liberci, Liberec 2004, ISBN 80-7083-876-0
- [7] Pospíchal, J.: Technické kreslení, Vydavatelství ČVUT, Praha 2000, ISBN 80-01-02196-3
- [8] Nožička, J.: Mechanika tekutin, Vydavatelství ČVUT, Praha 2004, ISBN 80-01-02865-8
- [9] Ševčík, L.: Počítačem podporované konstruování, druhá část, TU v Liberci, Liberec 2006, ISBN 80-7372-010-8
- [10] Nožička, J.: Termomechanika, Vydavatelství ČVUT, Praha 2001, ISBN 80-01-01836-9
- [11] Macek, J., Suk, B.: Spalovací motory, díl 1, Vydavatelství ČVUT, Praha 1996, ISBN 80-01-00919-X
- [12] Vlk, F.: Alternativní pohony motorových vozidel, Brno 2004, ISBN 80-239-1602-5
- [13] Vlk, F.: Vozidlové spalovací motory, Brno 2003, ISBN 80-238-8756-4
- [14] Sborník z 1st International Symposium on hydrogen ICE TU Graz 2006

Internetové odkazy

- [15] www.cng.cz
- [16] www.swagelok.cz
- [17] www.konarik.cz
- [18] www.loctite.as
- [19] www.oblibene.cz/lepidla/
- [20] <http://vodik.czweb.org>
- [21] www.dynetek.com
- [22] www.vscht.cz/kt/zdrene/11.0_Vod%EDk.pdf

Seznam příloh

Příloha 1	Obrázek HP Injektor Hoerbiger
Příloha 2	Výkres šestiotvorové trysky Hoerbiger
Příloha 3	Výkres č. DP-551-X
Příloha 4	Výkres č. DP-551-00
Příloha 5	Výkres č. DP-551-01
Příloha 6	Výkres č. DP-551-02
Příloha 7	Výkres č. DP-551-03
Příloha 8	Výkres č. DP-551-04
Příloha 9	Výkres č. DP-551-05
Příloha 10	Výkres č. DP-551-06
Příloha 11	Výkres č. DP-551-07
Příloha 12	Výkres č. DP-551-08
Příloha 13	Výkres č. DP-551-09
Příloha 14	Výkres č. DP-551-10
Příloha 15	Výkres č. DP-551-11
Příloha 16	Výkres č. DP-551-12
Příloha 17	Výkres č. DP-551-13
Příloha 18	Výkres č. DP-551-14